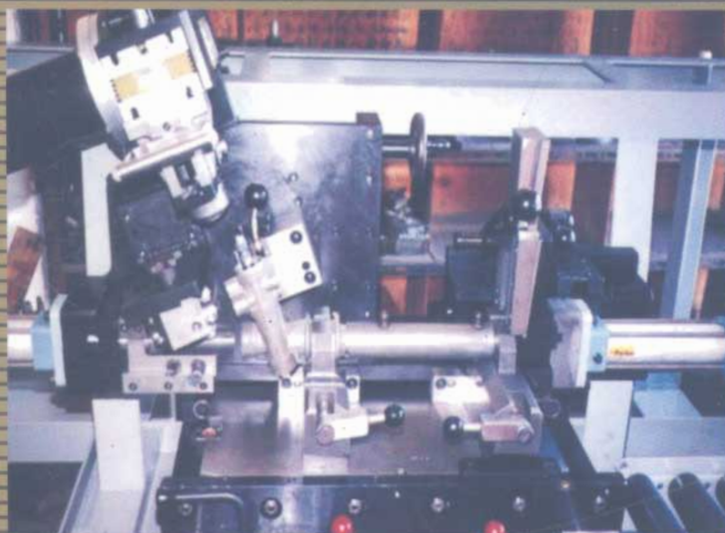


SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO HÀ NỘI

GIÁO TRÌNH

Cơ sở thiết kế máy

DÙNG TRONG CÁC TRƯỜNG TRUNG HỌC CHUYÊN NGHIỆP





NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI

SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO HÀ NỘI

KS. NGUYỄN TRƯỜNG LÂM *(Chủ biên)*
Th.S. NGUYỄN QUANG TUYẾN

GIÁO TRÌNH
CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY

(Dùng trong các trường THCN)

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI - 2007

Lời giới thiệu

Nước ta đang bước vào thời kỳ công nghiệp hóa, hiện đại hóa nhằm đưa Việt Nam trở thành nước công nghiệp văn minh, hiện đại.

Trong sự nghiệp cách mạng to lớn đó, công tác đào tạo nhân lực luôn giữ vai trò quan trọng. Báo cáo Chính trị của Ban Chấp hành Trung ương Đảng Cộng sản Việt Nam tại Đại hội Đảng toàn quốc lần thứ IX đã chỉ rõ: "Phát triển giáo dục và đào tạo là một trong những động lực quan trọng thúc đẩy sự nghiệp *công nghiệp hóa, hiện đại hóa*, là điều kiện để phát triển nguồn lực con người - yếu tố cơ bản để phát triển xã hội, tăng trưởng kinh tế nhanh và bền vững".

Quán triệt chủ trương, Nghị quyết của Đảng và Nhà nước và nhận thức đúng đắn về tầm quan trọng của chương trình, giáo trình đối với việc nâng cao chất lượng đào tạo, theo đề nghị của Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội, ngày 23/9/2003, Ủy ban nhân dân thành phố Hà Nội đã ra Quyết định số 5620/QĐ-UB cho phép Sở Giáo dục và Đào tạo thực hiện đề án biên soạn chương trình, giáo trình trong các trường Trung học chuyên nghiệp (THCN) Hà Nội. Quyết định này thể hiện sự quan tâm sâu sắc của Thành ủy, UBND thành phố trong việc nâng cao chất lượng đào tạo và phát triển nguồn nhân lực Thủ đô.

Trên cơ sở chương trình khung của Bộ Giáo dục và Đào tạo ban hành và những kinh nghiệm rút ra từ thực tế đào tạo, Sở Giáo dục và Đào tạo đã chỉ đạo các trường THCN tổ chức biên soạn chương trình, giáo trình một cách khoa học, hệ

thống và cập nhật những kiến thức thực tiễn phù hợp với đối tượng học sinh THCN Hà Nội.

Bộ giáo trình này là tài liệu giảng dạy và học tập trong các trường THCN ở Hà Nội, đồng thời là tài liệu tham khảo hữu ích cho các trường có đào tạo các ngành kỹ thuật - nghiệp vụ và đông đảo bạn đọc quan tâm đến vấn đề hướng nghiệp, dạy nghề.

Việc tổ chức biên soạn bộ chương trình, giáo trình này là một trong nhiều hoạt động thiết thực của ngành giáo dục và đào tạo Thủ đô để kỷ niệm "50 năm giải phóng Thủ đô", "50 năm thành lập ngành" và hướng tới kỷ niệm "1000 năm Thăng Long - Hà Nội".

Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội chân thành cảm ơn Thành ủy, UBND, các sở, ban, ngành của Thành phố, Vụ Giáo dục chuyên nghiệp Bộ Giáo dục và Đào tạo, các nhà khoa học, các chuyên gia đầu ngành, các giảng viên, các nhà quản lý, các nhà doanh nghiệp đã tạo điều kiện giúp đỡ, đóng góp ý kiến, tham gia Hội đồng phản biện, Hội đồng thẩm định và Hội đồng nghiệm thu các chương trình, giáo trình.

Đây là lần đầu tiên Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội tổ chức biên soạn chương trình, giáo trình. Dù đã hết sức cố gắng nhưng chắc chắn không tránh khỏi thiếu sót, bất cập. Chúng tôi mong nhận được những ý kiến đóng góp của bạn đọc để từng bước hoàn thiện bộ giáo trình trong các lần tái bản sau.

GIÁM ĐỐC SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

Lời nói đầu

Giáo trình "Cơ sở thiết kế máy" được biên soạn theo chương trình khung trung học chuyên nghiệp ngành "Sửa chữa và khai thác thiết bị cơ khí", chuyên ngành cắt gọt kim loại; đã được Bộ Giáo dục & Đào tạo thẩm định và nghiệm thu.

Các tác giả biên soạn đã cố gắng cập nhật kiến thức mới, các số liệu, các thông số theo đúng tài liệu kỹ thuật của các nhà sản xuất, các công ty hiện có sản phẩm trên thị trường Việt Nam và khu vực, đồng thời phù hợp với tiêu chuẩn quốc tế.

Nội dung giáo trình được biên soạn cố gắng phù hợp với bậc học trung học chuyên nghiệp, không đi sâu vào nguồn gốc, nguyên nhân và chứng minh các công thức. Chú trọng phần thực hành tính toán, lựa chọn vật liệu, kết cấu và các giải pháp công nghệ.

Giáo trình được biên soạn đã bám sát mục tiêu đào tạo của chương trình khung, nhằm có được một tài liệu giảng dạy và học tập thống nhất cho bậc trung học chuyên nghiệp của thủ đô Hà Nội, đồng thời có thể làm sách tham khảo cho các ngành cơ khí khác và là tài liệu hữu ích cho các kỹ thuật viên và công nhân kỹ thuật làm việc trong các ngành có cơ khí.

Giáo trình lần đầu được biên soạn, còn nhiều thiếu sót, rất mong được đồng nghiệp và bạn đọc góp ý để giáo trình hoàn thiện hơn.

Các tác giả xin chân thành cảm ơn!

TÁC GIẢ

HƯỚNG DẪN SỬ DỤNG GIÁO TRÌNH

1. Phạm vi áp dụng giáo trình

- Dùng cho hệ trung học chuyên nghiệp, ngành " Sửa chữa và khai thác thiết bị cơ khí", đào tạo tập trung chính quy trong thời gian 24 tháng.

- Có thể dùng chung cho học sinh ngành cơ khí khác.

- Nếu sử dụng để giảng dạy cho công nhân kỹ thuật nghề sửa chữa ôtô hoặc các nghề khác chỉ giảng chương 2, 3, 4 nội dung nên lược bớt phần tính toán và thiết kế kết cấu.

2. Nội dung trọng tâm cần chú ý

- Các mục phục vụ cho Đồ án; cần chú ý chắc lý thuyết và hướng dẫn cụ thể phần bài tập cho học sinh.

- Chương 1: Những chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết máy, ở nội dung này chú trọng việc xác định ứng suất giới hạn để tính ứng suất cho phép.

- Chương 2: Chú trọng các mối ghép bằng then và bằng ren. Ở các nội dung này ngoài phần tính toán thiết kế nên nhấn mạnh việc tiêu chuẩn hoá.

- Chương 3: Chú trọng về truyền động bánh răng và truyền động đai. Đây là hai nội dung phục vụ cho đồ án thiết kế máy

** Về giảng dạy:*

+ Nên chuẩn bị trước các bản vẽ cho bài giảng, có thể phô tô bản vẽ cho học sinh để giảm thời gian trên lớp. Có mô hình cụ thể hoặc chi tiết thực cho mỗi bài giảng.

+ Học sinh phải có giáo trình và sách tham khảo đầy đủ để tra cứu.

+ Nên nêu vấn đề trước để học sinh tự nghiên cứu cho các bài sau.

+ Nên chủ yếu hướng học sinh tự nghiên cứu các vấn đề, thầy chỉ hướng dẫn.

+ Sử dụng các tài liệu, bảng tra có tính thực tiễn và tính quốc tế, nên ưu tiên các tài liệu kỹ thuật mà nước ta đang sử dụng và đang có sản phẩm bán trên thị trường.

Bài mở đầu

1. Khái niệm về Chi tiết máy và môn học cơ sở thiết kế máy

1.1. Các khái niệm

- *Chi tiết máy:* là đơn vị nhỏ nhất hoàn chỉnh hợp thành máy.

- *Tiết máy:* Các chi tiết máy ghép cố định với nhau gọi là tiết máy.

- *Bộ phận máy:* các tiết máy ghép với nhau và với các chi tiết máy khác tạo thành bộ phận máy.

- *Máy:* Các bộ phận máy tạo thành máy với những mục đích chuyên biệt.

Chi tiết máy gồm rất nhiều loại, kiểu, khác nhau về hình dạng, kích thước, về nguyên lý làm việc, về tính năng v.v... nhưng có thể xếp chúng vào hai nhóm: Các chi tiết máy có công dụng chung và các chi tiết máy có công dụng riêng.

+ Chi tiết máy có công dụng chung: như Bu lông, Bánh răng, Trục, Ổ trục v.v... là các chi tiết máy được dùng phổ biến trong nhiều loại máy khác nhau, có công dụng giống nhau, đảm nhận những chức năng như nhau, không phụ thuộc vào mục đích làm việc của máy.

+ Các chi tiết máy có công dụng riêng: Như Trục khuỷu, Cam, Van, bánh Tuabin v.v... chỉ được dùng trong một số loại máy nhất định. Hoạt động của các chi tiết máy có liên quan mật thiết với quá trình làm việc của các máy, do đó được nghiên cứu cùng với những máy này.

Việc nghiên cứu các chi tiết máy có công dụng chung được tách riêng để nghiên cứu trong một lĩnh vực khoa học độc lập. Đó là môn cơ sở thiết kế máy.

1.2. Nhiệm vụ, tính chất và nội dung môn học

- Cơ sở thiết kế máy là môn khoa học nghiên cứu về phương pháp tính toán và thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung.

- Trong Cơ sở thiết kế máy có sự kết hợp giữa lý thuyết và thực nghiệm - Lý thuyết tính toán được xây dựng trên cơ sở những kiến thức về toán học, vật lý, cơ học lý thuyết, nguyên lý máy, sức bền vật liệu v.v. . được xác minh và hoàn thiện qua thí nghiệm và thực tiễn sản xuất.

- Nội dung môn học được chia thành 2 phần:

+ Các bài giảng lý thuyết, bài tập: Trình bầy những kiến thức cơ bản về cấu tạo, nguyên lý làm việc, phương pháp tính toán và thực hành tính toán.

+ Đồ án môn học (với những đề bài tổng hợp): Rèn luyện khả năng vận dụng lý thuyết để giải quyết những vấn đề có liên quan và rất phổ biến trong thực tế sản xuất, cụ thể là tính toán thiết kế hộp giảm tốc 1 cấp, sử dụng bộ truyền bánh răng trụ hoặc bộ truyền bánh răng côn, dẫn động bằng bộ truyền Đai hoặc bộ truyền Xích.

1.3. Vị trí môn học

- Cơ sở thiết kế máy là môn kỹ thuật cơ sở cuối cùng, là khâu nối giữa phần bồi dưỡng những tri thức về khoa học kỹ thuật cơ bản với phần kiến thức chuyên môn. Để học Cơ sở thiết kế máy cần có kiến thức Cơ học lý thuyết, Sức bền vật liệu, Vẽ kỹ thuật, Vật liệu và Dung sai.

2. Mục tiêu của môn học

- Trình bầy được cấu tạo, nguyên lý làm việc, công dụng và phạm vi sử dụng các chi tiết máy, các mối ghép, các bộ truyền động thông dụng, để có thể lựa chọn tốt trong sửa chữa và khai thác các thiết bị cơ khí sau này, cũng như tính toán thiết kế.

- Phân tích được tình hình làm việc cụ thể, xác định được các nhân tố ảnh hưởng đến khả năng làm việc của chi tiết máy, của mối ghép và của các bộ truyền động thông dụng; Lựa chọn đúng vật liệu, lựa chọn kết cấu của chi tiết máy và máy sao cho phù hợp nhất với điều kiện làm việc.

- Sử dụng được công thức tính, lựa chọn đúng các hệ số, các thông số tính toán và tính được các thông số cần thiết; lựa chọn được kết cấu hợp lý từ các tài liệu kỹ thuật.

- Thiết kế được một hệ thống truyền động đơn giản, như hộp giảm tốc một cấp v.v..., tính chính xác 1 trục, một bộ truyền động đai, một bộ truyền động bánh răng; tính toán để chọn ổ đỡ, thiết kế được kết cấu ổ đỡ, phương án bôi trơn và vật liệu bôi trơn theo các tài liệu kỹ thuật.

- Cẩn thận, kiên trì trong lựa chọn, tính toán

3. Phương pháp học tập môn học

- Học sinh kết hợp nghiên cứu giáo trình với nghe giảng và thảo luận; làm các bài tập thực hành theo hướng dẫn của giáo viên.

Chương 1

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY

- Phân biệt được các dạng tải trọng, ứng suất tác dụng trong chi tiết máy. Phân tích được tác dụng, hậu quả và phương pháp tính đảm bảo các chỉ tiêu chủ yếu và khả năng làm việc của chi tiết máy; phân biệt được độ bền mỏi dài hạn với độ bền mỏi ngắn hạn.

- Trình bầy được nguyên tắc chọn vật liệu, chọn được ứng suất giới hạn và hệ số an toàn để tính ứng suất cho phép cho các trường hợp chịu tải khác nhau.

I. TẢI TRỌNG VÀ ỨNG SUẤT

1. Tải trọng

1.1. Khái niệm

Tải trọng (Lực, Mômen) do chi tiết máy hay bộ phận máy tiếp nhận trong quá trình làm việc, được gọi là tải trọng làm việc.

1.2. Phân loại

- Tuỳ tính chất thay đổi của tải trọng theo thời gian, có thể chia ra làm hai loại: Tải trọng tĩnh và tải trọng thay đổi.

Tải trọng tĩnh: Là tải trọng không thay đổi theo thời gian hoặc thay đổi không đáng kể.

Tải trọng thay đổi: Là tải trọng có phương, chiều hoặc cường độ thay đổi theo thời gian. Tải trọng có thể thay đổi dần dần hoặc đột nhiên, tải trọng đột nhiên tăng mạnh rồi giảm ngay trong khoảnh khắc gọi là *tải trọng va đập.*

- Trong tính toán chi tiết máy còn chia ra:

Tải trọng danh nghĩa Q_{dn}: Là tải trọng được chọn trong số các tải trọng tác dụng lên máy trong chế độ làm việc ổn định. Thường chọn tải trọng lớn hoặc tác dụng lâu dài nhất.

Tải trọng tương đương Q_{td}: Là tải trọng thay thế trong tính toán, khi máy làm việc với chế độ tải trọng thay đổi nhiều mức; nghĩa là lúc này máy chỉ chịu một mức tải trọng là Q_{td}

Điều kiện thay thế: Các chỉ tiêu về khả năng làm việc hoặc độ tin cậy của chế độ tải trọng thay thế và tải trọng thực phải tương đương nhau.

$$Q_{td} = Q_{dn} . K_n$$

Trong đó K_n là hệ số tuổi thọ, phụ thuộc đồ thị thay đổi tải trọng và tải trọng nào trong các tải trọng được chọn là tải trọng danh nghĩa.

Tải trọng tính toán Q_{tt}: Dùng để xác định kích thước chi tiết máy, trong đó có xét đến tính chất thay đổi của tải trọng và tác dụng tương hỗ giữa các chi tiết máy tiếp xúc.

Công thức xác định tải trọng tính toán:

$$Q_{tt} = Q_{td} . K_{tt} . K_d . K_{dk} = Q_{dn} . K_n . K_{tt} . K_d . K_{dk} \qquad (1.1)$$

Trong đó:

- K_{tt} là hệ số xét đến sự phân bố không đều của tải trọng trên các bề mặt tiếp xúc.
- K_d là hệ số tải trọng động, gây nên bởi đặc điểm của các bộ phận truyền lực.
- K_{dk} là hệ số phụ thuộc điều kiện làm việc.

* *Lưu ý:*

- Tuỳ điều kiện mà công thức (1. 1) được bổ sung thêm các hệ số mới.
- Trong tính toán sơ bộ dùng tải trọng danh nghĩa làm tải trọng tính toán, vì chưa thể đánh giá chính xác các đặc điểm của tải trọng.

2. Ứng suất

2.1. Khái niệm, phân loại

Tải trọng gây nên ứng suất trong các chi tiết máy. Tuỳ theo điều kiện cụ thể, tải trọng tác dụng lên chi tiết máy có thể gây nên các loại ứng suất: Ứng suất pháp (Kéo, nén, uốn), ứng suất tiếp (Cắt, xoắn), ứng suất dập và ứng suất tiếp xúc. Các ứng suất này có thể không đổi hay thay đổi.

- Ứng suất không đổi hầu như ít gặp trong máy vì rằng, tải trọng tĩnh cũng gây nên trong các chi tiết máy quay (Thí dụ như trục, bánh răng...) các ứng suất thay đổi.
- Ứng suất thay đổi có trị số, chiều hoặc cả trị số và chiều thay đổi theo thời gian. Ứng suất thay đổi được đặc trưng bằng chu trình thay đổi ứng suất.

- Chu trình ứng suất: Một vòng thay đổi ứng suất qua giá trị giới hạn này sang giá trị giới hạn khác rồi trở về giá trị ban đầu được gọi là một chu trình ứng suất.

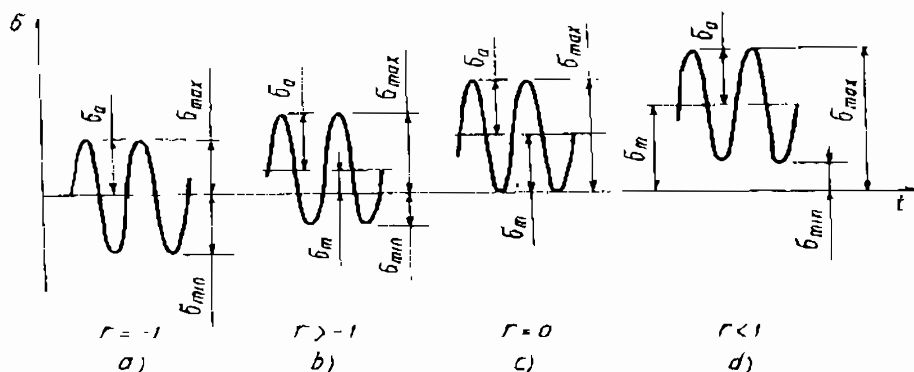
- Chu kỳ ứng suất: Thời gian thực hiện một chu trình ứng suất được gọi là một chu kỳ ứng suất.

- Đặc trưng của một chu trình ứng suất:

+ Biên độ ứng suất σ_a: $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$

+ Ứng suất trung bình σ_m: $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$

+ Hệ số tính chất chu trình r: $r = \sigma_{max}/\sigma_{min}$



Hình 1-1. Các dạng biến thiên của ứng suất theo thời gian

Tuỳ theo giá trị của r, trong chi tiết máy xuất hiện các ứng suất sau đây:

r = -1: Chu trình đối xứng (h 1.1a)

r = 0: Chu trình mạch động (h 1.1c)

-1 < r < 1: Chu trình không đối xứng (h 1.1b và d)

Cũng có thể xem chu trình mạch động là một trường hợp của chu trình không đối xứng đồng dấu, trong đó một giới hạn của ứng suất có giá trị bằng không. Trên h 1.1c có $\sigma_{min} = 0$, còn gọi là chu trình mạch động dương; trường hợp $\sigma_{max} = 0$ gọi là chu trình mạch động âm.

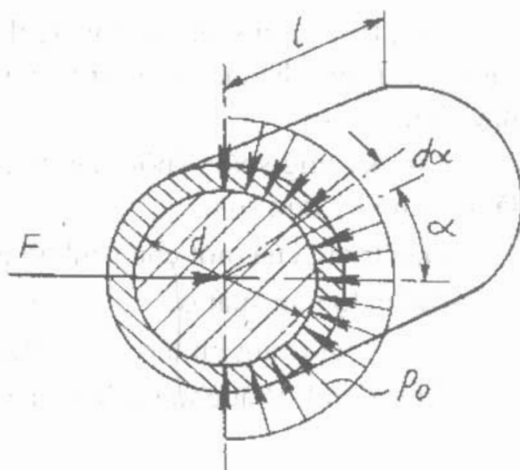
Ứng suất có thể thay đổi ổn định hoặc không ổn định. Ứng suất được gọi là thay đổi ổn định nếu như biên độ ứng suất và ứng suất trung bình không thay đổi theo thời gian. Ứng suất là thay đổi không ổn định khi biên độ ứng suất và ứng suất trung bình, hoặc một trong hai đại lượng này thay đổi theo thời gian.

2.2. Ứng suất dập

Xuất hiện khi hai chi tiết máy trực tiếp tiếp xúc với nhau theo diện rộng.

Chẳng hạn thân và lỗ đinh tán, chốt và ống ở xích con lăn, ngõng trục và lót ổ trong ổ trượt.

Dưới tác dụng của lực F sẽ sinh ra ứng suất dập σ_d hoặc áp suất P_0 trên bề mặt tiếp xúc. Từ điều kiện coi áp suất phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc, ta có:



Hình 1- 2

$$F = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sigma_d l \frac{d}{2} \cos\alpha . d\alpha = \sigma_d l d$$

Suy ra: $\sigma_d = F/ld$ (1.2)

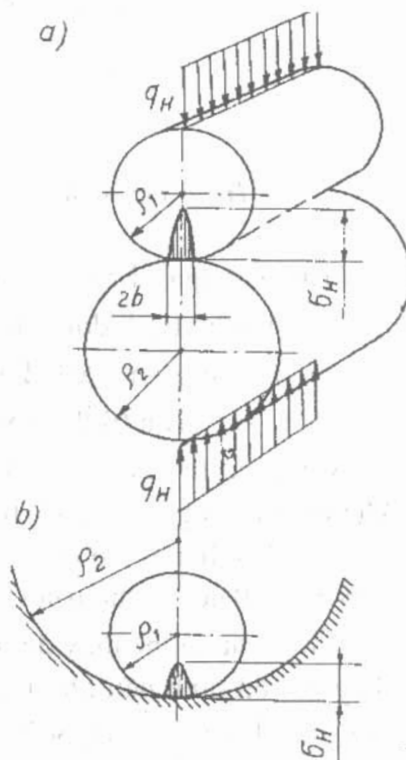
Trong đó: d - Là đường kính chốt hoặc ngõng trục;

l - là chiều dài ống hoặc lót ổ.

2.3. Ứng suất tiếp xúc

Khác với ứng suất dập hoặc áp suất, ứng suất tiếp xúc xuất hiện tại chỗ tiếp xúc của hai chi tiết trong trường hợp diện tích tiếp xúc nhỏ so với kích thước của các chi tiết (thí dụ ép hai hình trụ với nhau, hai hình cầu với nhau, hình cầu với mặt phẳng v.v...).

Trên hình 1.3 trình bầy hai hình trụ có trục song song, tiếp xúc nhau. Trước khi chịu tải trọng riêng q_H, hai hình trụ này tiếp xúc nhau theo đường. Khi chịu tải, vùng tiếp xúc bị biến dạng, hai hình trụ tiếp xúc nhau theo một dải hẹp có chiều rộng 2b. Ứng suất tiếp xúc phân bố theo hình Parabôn trong mặt cắt ngang của dải tiếp xúc, trị số ứng suất tiếp xúc cực đại σ_H tại điểm giữa được xác định theo công thức Hec (Hertz), do kết quả giải bài toán tiếp xúc đàn hồi



Hình 1- 3

$$\sigma_H = Z_M\sqrt{q_H/2\rho} \qquad (1.3)$$

Trong đó: Z_M - là hằng số đàn hồi của vật liệu các vật thể tiếp xúc.

ρ - là bán kính cong tương đương

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2)+E_1(1-\mu_2^2)]}} \; ; \quad \rho = \frac{\rho_1.\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$

Với E_1, E_2, μ_1, μ_2 - Là môđun đàn hồi và hệ số Poátxông của vật liệu hình trụ 1 và 2.

ρ_1, ρ_2 - Là bán kính cong tại điểm tiếp xúc, ở đây là bán kính hình trụ 1 và 2; dấu + khi hai tâm cong ở về hai phía so với điểm tiếp xúc, dấu - khi hai tâm cong ở cùng phía.

Với vật liệu kim loại (Thép, gang, đồng thanh) hệ số Poátxông $\mu = 0,25 \div 0,35$, trung bình lấy $\mu = 0,3$, khi đó ta có: $Z_M = 0,591\sqrt{E}$

và
$$\sigma_H = 0,418\sqrt{q_H E/\rho} \qquad (1.4)$$

Với $E = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$

Ứng suất tiếp xúc cực đại σ_H sinh ra khi hai vật thể tiếp xúc ban đầu theo một điểm, chịu lực F_n tác dụng theo phương pháp tuyến

$$\sigma_H = a\sqrt[3]{F_n E^2/\rho^2} \qquad (1.5)$$

Trong đó: a - là hệ số hình dạng vật tiếp xúc.Với các mặt cầu tiếp xúc nhau hoặc mặt cầu tiếp xúc với mặt phẳng lấy a = 0,388.

* *Chú ý:* Công thức (1.4) và (1.5) Chỉ đúng với các loại vật liệu tuân theo định luật Húc và có hệ số Poátxông $\mu = 0,3$. Đối với loại vật liệu khác, tính toán quy ước theo công thức đó chỉ cho kết quả gần đúng.

Khi các vật tiếp xúc chịu tải và quay, từng điểm trên bề mặt tiếp xúc lần lượt chịu tải và thôi tải, ứng suất tiếp xúc ở các điểm này thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn; mỗi điểm chỉ chịu tải trong thời gian xảy ra tiếp xúc ở vùng này, còn trong thời gian còn lại thì không chịu tải.

Ứng suất tiếp xúc thay đổi gây nên hiện tượng mỏi lớp bề mặt của chi tiết máy, trên bề mặt sẽ sinh ra các vết nứt nhỏ. Nếu chi tiết máy làm việc trong dầu, dầu sẽ chui vào trong các vết nứt này. Khi di chuyển vào vùng tiếp xúc,

miệng các vết nứt này bị bịt lại và áp suất dầu trong vết nứt tăng lên. Áp suất cao của dầu xúc tiến sự phát triển các vết nứt, cuối cùng làm bong những mảnh nhỏ kim loại gây nên hiện tượng tróc rỗ bề mặt. Điều này giải thích tại sao, với những bề mặt làm việc được bôi trơn tốt (thí dụ như bề mặt làm việc của ổ lăn, bề mặt răng của bộ truyền bánh răng) thường có hiện tượng tróc rỗ trong khi các bề mặt làm việc không được bôi trơn hoặc bôi trơn không tốt không có hoặc ít bị tróc rỗ, do tốc độ mòn nhanh hơn sự phát triển của các vết nứt.

Hiện tượng tróc rỗ sẽ không xảy ra nếu trị số ứng suất tiếp xúc không vượt quá trị số cho phép. Trị số ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định bằng thực nghiệm.

II. NHỮNG CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY

Khả năng làm việc của chi tiết máy được đánh giá bằng các chỉ tiêu chủ yếu sau: Độ bền, độ cứng, độ bền mòn, khả năng chịu nhiệt và độ ổn định dao động. Vật liệu, hình dạng và kích thước của chi tiết máy được xác định theo một hoặc nhiều chỉ tiêu, tuỳ theo điều kiện làm việc của chi tiết máy. Trường hợp xác định theo một, hai chỉ tiêu thì các chỉ tiêu kia hoặc là vốn đã được thoả mãn hoặc là rất thứ yếu, không cần quan tâm đến.

1. Độ bền

1.1. Yêu cầu về độ bền

Để đảm bảo cho máy và chi tiết máy làm việc được thì trước tiên chi tiết máy phải đủ bền: Không gãy hỏng, không bị biến dạng dư quá lớn và bề mặt làm việc không bị tróc rỗ, dập, dính v.v...

Chi tiết máy bị gãy không những làm cho máy phải ngừng hoạt động mà còn có thể gây ra tai nạn lao động.

Chi tiết máy bị biến dạng dư nhiều quá có thể phá hỏng sự làm việc bình thường của các bộ phận máy.

Bề mặt của chi tiết máy bị phá hỏng sẽ gây sai lệch hình dáng, ảnh hưởng nghiêm trọng đến sự phân bố tải trọng trên bề mặt tiếp xúc, gây chấn động, sinh nhiệt cao, nhiều tiếng ồn khi làm việc (đối với các chi tiết máy chuyển động) và cuối cùng chi tiết máy đó không đáp ứng được yêu cầu, phải loại bỏ.

Có hai loại độ bền:

- Độ bền thể tích: Để trách biến dạng dư lớn hoặc gãy hỏng.

- Độ bền bề mặt: Để tránh phá hỏng bề mặt.

Khi tính toán độ bền, ta chú ý đến tính chất thay đổi của ứng suất sinh ra khi chi tiết máy chịu tải. Nếu ứng suất không thay đổi ta tính theo độ bền tĩnh; nếu ứng suất thay đổi ta tính theo độ bền mỏi.

1.2. Phương pháp tính độ bền

Tính độ bền bằng cách so sánh ứng suất sinh ra khi chi tiết máy chịu tải với ứng suất cho phép.

Điều kiện bền được viết như sau:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ hoặc } \tau \leq [\tau] \quad (1.6)$$

Với $$[\sigma] = \sigma_{gh} / n \text{ hoặc } [\tau] = \tau_{gh} / n \quad (1.7)$$

Trong đó:

σ, τ - là ứng suất pháp và ứng suất tiếp sinh ra trong chi tiết máy khi chịu tải.

σ_{gh}, τ_{gh} - là ứng suất pháp giới hạn và ứng suất tiếp giới hạn, khi đến trị số này vật liệu chi tiết máy bị phá hỏng.

n - là hệ số an toàn.

Trường hợp chi tiết máy chịu lực phức tạp (Có tác dụng của cả ứng suất pháp và ứng suất tiếp) ta tính theo ứng suất tương đương σ_{td}: $\sigma_{td} \leq [\sigma]$

Trong đó, ứng suất tương tương được tính theo:

- Thuyết bền thế năng biến đổi hình dạng: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ (1.8)

- Hoặc thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ (1.9)

Trường hợp tính toán độ bền bề mặt:

- Nếu diện tích tiếp xúc khá lớn, ta tính theo ứng suất dập σ_d

- Nếu diện tích tiếp xúc khá nhỏ so với kích thước của chi tiết máy, ta tính theo ứng suất tiếp xúc cực đại sinh ra tại tâm vùng tiếp xúc σ_H.

2. Độ bền mòn

2.1. Ý nghĩa

Một số lớn chi tiết máy bị hỏng vì mòn. Mòn là kết quả tác dụng của ứng suất tiếp xúc hoặc áp suất, khi các bề mặt tiếp xúc trượt tương đối với nhau rong điều kiện không có bôi trơn ma sát ướt. (đọc thêm "Nguyên lý bôi trơn huỷ động" trang 153 của giáo trình này).

Do bị mòn, kích thước chi tiết máy giảm xuống, các khe hở trở nên quá lớn, tải trọng động phụ xuất hiện, độ chính xác, độ tin cậy, năng suất máy, hiệu suất hoặc các chỉ tiêu sử dụng khác bị giảm; nếu mòn quá nhiều có thể phá hỏng chi tiết máy.

Để đảm bảo sự làm việc bình thường của máy, lượng mòn của chi tiết máy không được vượt quá trị số cho phép quy định cho từng loại máy. Khi các chi tiết máy bị mòn quá mức, cần phải thay thế chúng.

Cường độ mòn cũng như thời hạn sử dụng của chi tiết máy (Theo chỉ tiêu bền mòn) phụ thuộc vào nhiều nhân tố, mà chủ yếu là trị số ứng suất tiếp xúc hoặc áp suất, vận tốc trượt, sự bôi trơn, hệ số ma sát và tính chống mòn của vật liệu.

Để nâng cao độ bền mòn, cần bôi trơn bề mặt tiếp xúc, dùng vật liệu giảm ma sát, dùng các biện pháp tăng độ rắn bề mặt như nhiệt luyện, thấm Cácbon, Nitơ hoặc lăn ép, phun cát bề mặt.

2.2. Phương pháp tính

Có nhiều nhân tố phức tạp ảnh hưởng đến quá trình mòn, do đó hiện nay chưa xây dựng được các phương pháp tính chính xác về độ bền mòn của chi tiết máy.

Để hạn chế mòn, thường quy ước tính theo kiểm nghiệm điều kiện áp suất P hoặc tích số áp suất và vận tốc Pv tại bề mặt làm việc, không được vượt quá trị số cho phép, xác định bằng thực nghiệm.

$$P \leq [P] \text{ hoặc } Pv \leq [Pv] \qquad (1.10)$$

Độ bền mòn của chi tiết máy bị giảm đi rất nhiều nếu như chi tiết máy bị gỉ. Để tránh gỉ, có thể phủ sơn chống gỉ lên bề mặt chi tiết máy, dùng phương pháp mạ, hoặc chế tạo chi tiết máy bằng các loại vật liệu thích hợp. Cần đặc biệt chú ý đến các chi tiết máy làm việc ở chỗ ẩm ướt, có nước, axít hoặc bazơ.

3. Độ cứng

3.1. Yêu cầu về độ cứng

Độ cứng cũng là một trong những chỉ tiêu quan trọng về khả năng làm việc của chi tiết máy. Chỉ tiêu về độ cứng đòi hỏi chi tiết máy khi chịu tác dụng của ngoại lực không được biến dạng đàn hồi quá một giới hạn cho phép nào đó. Trong nhiều trường hợp, chất lượng làm việc được quyết định bởi độ cứng của chi tiết máy. Ví dụ: Đối với máy công cụ, độ cứng của bánh

răng, trục, đồ gá v.v... có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của các chi tiết gia công trên máy. Độ cứng của trục có ảnh hưởng lớn đến chất lượng làm việc của bánh răng, ổ trục.

Có khi kích thước chi tiết máy được xác định theo độ bền thì khá nhỏ, song vẫn phải lấy tăng lên nhiều để thoả mãn yêu cầu về độ cứng, chẳng hạn như thân máy công cụ.

Yêu cầu về độ cứng được quyết định bởi:

- Điều kiện bền của chi tiết máy: Trong trường hợp cần đảm bảo cân bằng ổn định đối với chi tiết máy mỏng chịu nén dọc v.v. .

- Điều kiện tiếp xúc đều giữa các chi tiết máy: Các bánh răng ăn khớp với nhau, ngõng trục với ổ trượt v.v. .

- Điều kiện công nghệ, có ý nghĩa lớn trong sản xuất hàng loạt: Đường kính trục được định theo khả năng gia công chúng.

- Yêu cầu đảm bảo chất lượng làm việc của máy: Độ cứng của các chi tiết máy trong máy công cụ có ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác gia công.

3.2. Phương pháp tính toán

Trước hết cần phân biệt hai loại độ cứng của chi tiết máy:

- Độ cứng thể tích (Biến dạng thể tích).

- Độ cứng tiếp xúc (Biến dạng bề mặt chỗ tiếp xúc).

Đối với chi tiết máy ngắn, chịu tải trọng nhỏ, nhiều bề mặt tiếp xúc, phải xét đến độ cứng tiếp xúc; vì trong trường hợp này biến dạng do tiếp xúc có ảnh hưởng lớn, quan trọng đến chất lượng làm việc của chi tiết máy và máy.

Trong trường hợp phải đảm bảo chi tiết máy có đủ độ cứng thể tích cần thiết, tính toán về độ cứng là nhằm giới hạn biến dạng đàn hồi của chi tiết máy trong một phạm vi cho phép. Tính toán thường được tiến hành theo cách kiểm nghiệm điều kiện chuyển vị thực: Chuyển vị thực (Chuyển vị dài hoặc chuyển vị góc) không vượt quá trị số cho phép

- Độ dãn dài $\Delta l \leq [\Delta l]$;
- Độ võng $f \leq [f]$
- Góc xoay $\theta \leq [\theta]$ (1.11)
- Góc xoắn $\varphi \leq [\varphi]$

Trị số của các chuyển vị thực được xác định theo các công thức của "Sức bền vật liệu".

Các trị số chuyển vị cho phép được định theo điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết máy trong mỗi loại máy.

Để đánh giá khả năng chống biến dạng của chi tiết máy, người ta còn dùng hệ số độ cứng C - là tỷ số giữa tải trọng tác dụng (Lực hoặc mômen) với biến dạng do chúng gây ra

- Với thanh có tiết diện không đổi A, chiều dài l, chịu lực kéo F:

$$C = F/\Delta l = \sigma.A/\Delta l \qquad (1.12)$$

- Với trục có đường kính không đổi d, chiều dài l, chịu mômen xoắn T:

$$C = T/\varphi = G.J_0/l \qquad (1.13)$$

Trong đó: G - Môdun đàn hồi về trượt;

$J_0 = d^4/32$ - Là mômen quán tính độc cực của tiết diện trục.

4. Độ chịu nhiệt

4.1. Yêu cầu về độ chịu nhiệt

Do ma sát trong quá trình làm việc các cơ cấu, các bộ phận máy bị nóng lên. Nhiệt sinh ra có thể gây nên những tác hại sau:

- Làm giảm khả năng chịu tải của chi tiết máy: Đối với thép nhiệt độ $t > 300 \div 400^0C$; đối với hợp kim mầu khi $t > 50 \div 100^0C$.

- Làm giảm độ nhớt của dầu bôi trơn, do đó tăng mòn hoặc dính.

- Biến dạng do nhiệt gây nên cong vênh chi tiết máy hoặc làm thay đổi khe hở trong các liên kết động dẫn đến máy không làm việc được bình thường, thậm chí có thể dẫn đến phá vỡ cơ cấu máy và máy. Ví dụ: khe hở giữa ngõng trục và ổ trượt bị giảm làm ngõng trục bị kẹt v.v...

4.2. Phương pháp tính

Tính nhiệt nhằm xác định nhiệt độ sinh ra trong quá trình làm việc. Nhiệt độ ổn định trung bình được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt: Nhiệt lượng sinh ra và nhiệt lượng truyền đi trong một đơn vị thời gian bằng nhau. Nhiệt độ ổn định trung bình được hạn chế không vượt qua một giá trị cho phép:

$$t \leq [\, t \,] \qquad (1.14)$$

5. Độ ổn định dao động

5.1. Nguyên nhân và tác hại

- Dao động xuất hiện chủ yếu do các chi tiết máy quay không được cân bằng.

- Dao động gây nên ứng suất phụ thay đổi có chu kỳ có thể dẫn đến phá hỏng chi tiết máy vì mỏi; dao động gây nên tiếng ồn trong truyền động bánh răng trong nhiều trường hợp là chỉ tiêu đánh giá chất lượng bánh răng; dao động trong máy cắt kim loại làm giảm độ chính xác gia công và độ nhám bề mặt chi tiết.

5.2. Phương pháp tính toán

Tính toán dao động là cần thiết, đặc biệt đối với các máy quay nhanh nhằm xác định tần số dao động riêng của máy hoặc cơ cấu để tránh cộng hưởng. Cũng có khi tính toán dao động nhằm xác định biên độ dao động và hạn chế nó trong phạm vi cho phép.

III. ĐỘ BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT MÁY

1. Hiện tượng phá huỷ do mỏi, đường cong mỏi

1.1. Hiện tượng phá huỷ do mỏi

Phần lớn các chi tiết máy làm việc với ứng suất thay đổi theo thời gian. Thực tế chứng tỏ rằng các chi tiết máy này có thể bị phá hỏng khi chịu ứng suất có trị số thấp hơn nhiều so với trường hợp ứng suất không thay đổi. Quan sát sự phá huỷ khi chịu ứng suất thay đổi, người ta thấy quá trình hỏng bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ (Còn gọi là vết nứt tế vi) sinh ra tại vùng chi tiết máy chịu ứng suất tương đối lớn; khi số chu trình làm việc của chi tiết tăng lên thì các vết nứt này cũng mở rộng dần, chi tiết máy ngày càng bị yếu và cuối cùng xẩy ra gẫy hỏng chi tiết máy. Đó chính là sự phá huỷ do mỏi.

1.2. Độ bền mỏi: Khả năng của kim loại cản lại sự phá huỷ mỏi được gọi là độ bền mỏi, hoặc còn gọi là sức bền mỏi.

1.3. Đường cong mỏi

- Đường cong mỏi được xây dựng bằng thực nghiệm, biểu diễn mối quan hệ giữa độ bền σ và số chu kỳ thay đổi ứng suất N mà chi tiết máy hoặc mẫu thử có thể chịu được cho tới khi phá huỷ, Đó là đường cong mỏi Vêle (Hình 1.5 trang 13 CSTK).

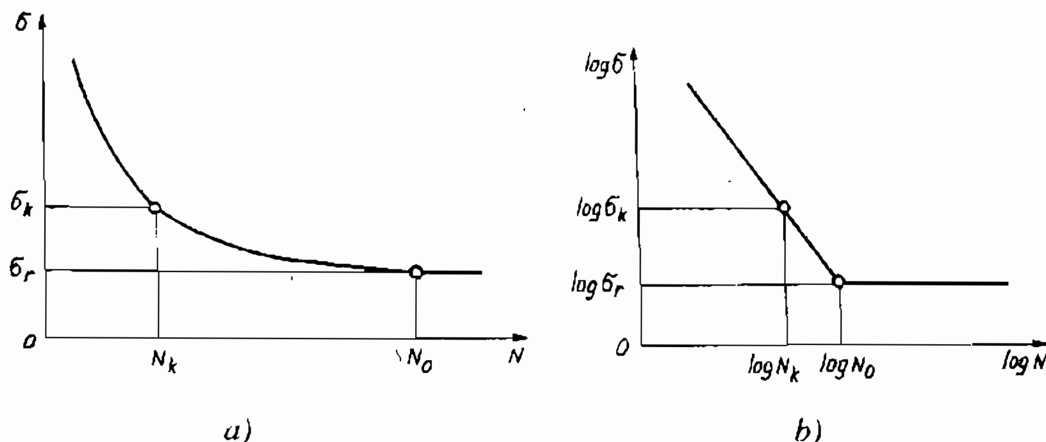
- Phương trình đường cong mỏi có dạng: $\sigma^m N = Const$ (1.15)

Trong đó: m là bậc của đường cong mỏi; N là số chu kỳ thay đổi ứng suất tới khi phá huỷ (Tuổi thọ).

Khi ứng suất σ càng lớn thì số chu kỳ thay đổi ứng suất N càng giảm, tức là tuổi thọ giảm.

Khi giảm ứng suất σ đến một giá trị σ_r thì N có thể tăng khá lớn mà chi tiết không bị gãy hỏng. σ_r được gọi là giới hạn mỏi dài hạn của vật liệu, số chu kỳ thay đổi ứng suất ứng với σ_r được gọi là số chu kỳ cơ sở N_0. Đối với một số loại thép thông thường $N_0 = 10^6 \div 10^7$ chu kỳ.

- Có thể biểu diễn đường cong mỏi trong hệ toạ độ Đềcác (h.1.4a) hoặc hệ loga (h.1.4b)



Hình 1.4

Trong hệ loga nhánh nghiêng ứng với $\sigma > \sigma_r$ và nhánh nằm ngang ứng với σ_r

Lưu ý: Với hợp kim mầu đường cong mỏi không có nhánh nghiêng, tức là không có giới hạn mỏi dài hạn.Điều đó có nghĩa là khi vật liệu là kim loại mầu, chi tiết máy vẫn có thể bị hỏng sau số chu kỳ chịu tải khá lớn ($N > 10^8$)

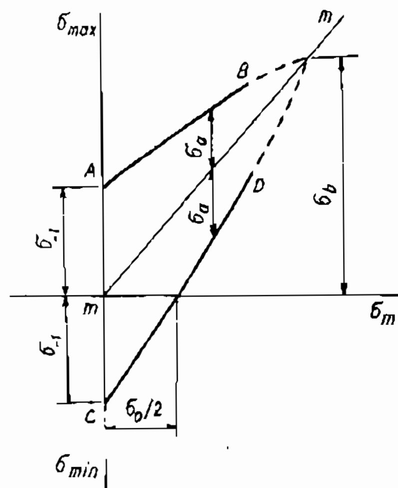
1.4. Đồ thị ứng suất giới hạn

Phương pháp lập đồ thị đường cong mỏi Vêle là phương pháp được dùng phổ biến khi tiến hành các thí nghiệm về mỏi của vật liệu, nhưng đường cong này không cho phép xác định giá trị ứng suất giới hạn nhỏ nhất và lớn nhất khi chu trình ứng suất không đối xứng. Do đó, hiện nay người ta còn sử dụng rộng rãi đồ thị các ứng suất giới hạn, biểu thị quan hệ giữa ứng suất lớn nhất σ_{max} và ứng suất nhỏ nhất σ_{min} với ứng suất trung bình σ_m.

- Tung độ 1 điểm nào đó trên nhánh AB cho trị số giới hạn σ_{max} của chu trình thì tung độ của điểm tương ứng trên CD là trị số ứng suất giới hạn nhỏ nhất σ_{min} của chu trình.

- Miền nằm giữa hai nhánh AB và CD là những trị số ứng suất không làm hỏng vật liệu.

- Các giao điểm của nhánh AB và nhánh CD với trục tung là các trị số σ_{max}, σ_{min} của chu trình đối xứng. Khi đồ thị các ứng suất giới hạn của thép được lập với số chu kỳ $N = N_0$ thì các giao điểm này có trị số là giới hạn bền mỏi dài hạn, ký hiệu là σ_{-1}



Hình 1.5

- Đường phân giác m-m đi qua gốc toạ độ là quỹ tích của các điểm đặc trưng cho trị số ứng suất trung bình. Các đoạn tung độ giữa đường m-m với các nhánh AB, CD cho giá trị biên độ ứng suất σ_a

2. Các nhân tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi

Độ bền mỏi được xác định bằng thực nghiệm đối với mẫu thử nhẵn, phẳng, có quy cách xác định, được chế tạo từ những vật liệu có độ đồng đều nhất định về cơ tính V.V. . Do đó khi sử dụng những các số liệu thí nghiệm vào tính toán chi tiết máy, cần xét đến ảnh hưởng của các nhân tố như: Vật liệu và nhiệt luyện, hình dạng kết cấu, kích thước chi tiết máy, công nghệ gia công bề mặt đặc tính tải trọng và trạng thái ứng suất.

2.1. Ảnh hưởng của vật liệu

- Thép có độ bền mỏi cao hơn các loại vật liệu khác. Thép Các-bon có hàm lượng tương đối cao thì giới hạn mỏi sẽ cao hơn thép có hàm lượng Các-bon thấp. Thép hợp kim có độ bền mỏi cao hơn thép Cac-bon thông thường.

- Gang có giới hạn mỏi thấp so với thép, nhưng gang ít nhạy với tập trung ứng suất.

- Hợp kim mầu không có giới hạn bền mỏi dài hạn, giới hạn bền mỏi của hợp kim mầu được định theo số chu kỳ cơ sở $N_0 = 10^8$

- Độ bền mỏi của của các chi tiết máy còn phụ thuộc vào phương pháp tạo phôi. Chi tiết máy chế tạo từ phôi dập có độ bền mỏi cao hơn; Phôi đúc liên

tục hoặc đúc dưới áp lực có độ bền mỏi cao hơn phôi đúc bằng phương pháp thông thường

2.2. Ảnh hưởng của hình dạng kết cấu

- Ở những chỗ tiết diện thay đổi như: Góc lượn, rãnh, lỗ v.v . . có sự tập trung biến dạng, do đó xảy ra tập trung ứng suất. Tại đây ứng suất lớn hơn ứng suất danh nghĩa.

- Hệ số tập trung ứng suất lý thuyết: $\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma}$; $\alpha_t = \frac{\tau_{max}}{\tau}$

σ_{max}, τ_{max} là ứng suất lớn nhất tại chỗ tập trung ứng suất

α_σ, α_τ phụ thuộc kích thước chỗ chuyển tiếp (Bán kính góc lượn) và thường lớn hơn 1, mặt khác do sự trợ lực tế vi của các lớp vật liệu cạnh lớp chịu tải cực đại và do hiệu ứng tăng bền vì hiện tượng biến cứng bề mặt chi tiết khi gia công nên đỉnh nhọn của ứng suất cực đại được san bằng một phần. Vì vậy, trong tính toán, sử dụng α_σ, α_τ không thích hợp.

- Hệ số tập trung ứng suất thực tế: $K_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{rc}}$; $K_t = \frac{\tau_r}{\tau_{rc}}$

σ_r, τ_r là ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu mẫu, không có tập trung ứng suất.

σ_{rc} , τ_{rc} là ứng suất giới hạn mỏi của vật liệu chi tiết máy có cùng kích thước, có tập trung ứng suất.

Các hệ số $K_\sigma < \alpha_\sigma$, $K_\tau < \alpha_\tau$ và thường có trong các sổ tay thiết kế.

2.3. Ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối

- Kết quả thực nghiệm cho thấy khi tăng kích thước tuyệt đối của mẫu thí nghiệm, giới hạn mỏi sẽ giảm xuống. Đó là do sự không đồng đều về cơ tính tăng lên, khuyết tật nhiều lên, đồng thời chiều dầy lớp bề mặt được tăng bền giảm. Ảnh hưởng này được kể đến trong tính toán độ bền mỏi bằng hệ số kích thước tuyệt đối ε_σ , ε_τ. Đó là tỷ số giữa giới hạn bền mỏi của chi tiết máy nhẵn có đường kính d và giới hạn bền mỏi của mẫu nhẵn đường kính d_0 ($d_0 = 7 \div 10$ mm):

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\sigma_{rd}}{\sigma_{rd_0}} \quad , \quad \varepsilon_t = \frac{\tau_{rd}}{\tau_{rd_0}}$$

; Như vậy: $\varepsilon_\sigma < 1$; $\varepsilon_\tau < 1$

Có thể tính ε_σ , ε_τ theo công thức sau:

$$\varepsilon_\sigma = \left(\frac{d}{d_0}\right)^{0,12} \text{ Khi trục chịu uốn; } \varepsilon_\tau = \left(\frac{d}{d_0}\right)^{0,2} \text{ Khi trục chịu xoắn}$$

2.4. Ảnh hưởng của công nghệ gia công bề mặt

- Lớp bề mặt thường chịu ứng suất lớn nhất, vì các vết nứt mỏi thường sinh ra từ bề mặt chi tiết. Các vết xước gia công, các khuyết tật kim loại, đặc biệt là các vết ôxit, vết gỉ đều gây nên tập trung ứng suất, có thể là nguồn phát sinh các vết nứt mỏi và làm giảm độ bền mỏi. Công nghệ gia công bề mặt quyết định trạng thái bề mặt nên có ảnh hưởng quan trọng đến độ bền mỏi. Kể đến ảnh hưởng của công nghệ gia công bề mặt đến độ bền mỏi bằng hệ số β, còn gọi là hệ số trạng thái bề mặt: $\beta = \frac{\sigma_{rc}}{\sigma_{ro}}$

σ_{rc} - Là giới hạn bền mỏi của mẫu, có bề mặt giống như chi tiết máy (Có tăng bền)

σ_{ro} - Là giới hạn bền mỏi của mẫu, có bề mặt mài, không gia công tăng bền.

Nếu có tăng bền thì $\beta > 1$; Nếu không tăng bền thì $\beta < 1$

2.5. Ảnh hưởng của trạng thái ứng suất

Đa số các chi tiết máy làm việc với ứng suất thay đổi và thường là thay đổi không đối xứng. Biên độ ứng suất σ_a là thành phần chủ yếu gây nên phá huỷ mỏi, nhưng trị số của ứng suất trung bình σ_m cũng có ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy, tuỳ theo trạng thái ứng suất.

- Khi ứng suất trung bình là kéo ($\sigma_m > 0$): σ_m càng lớn thì σ_a càng nhỏ (Xem hình 1.6). điều đó có nghĩa biên độ ứng suất tuy nhỏ nhưng ứng suất trung bình lớn thì chi tiết vẫn có thể bị phá huỷ do mỏi.

- Khi ứng suất trung bình là nén ($\sigma_m < 0$): Biên độ ứng suất σ_a lớn hơn giới hạn mỏi trong chu trình đối xứng σ_{-1}.

3. Các biện pháp nâng cao độ bền mỏi

3.1. Biện pháp kết cấu

- Giảm trị số danh nghĩa của các ứng suất σ_a, σ_m bằng cách tăng kích thước chi tiết máy tại tiết diện nguy hiểm.

- Giảm tập trung ứng suất (Giảm K_σ, K_τ) bằng cách tăng bán kính góc lượn tại các các chỗ chuyển tiếp kích thước, hình dạng chi tiết; tăng diện tích tiếp xúc bề mặt; vát mép các lỗ, các cạnh sắc.

- Dùng các liên kết đàn hồi để giảm bớt biên độ tác dụng của tải trọng chu kỳ.

3.2. Biện pháp công nghệ

Dùng các phương pháp gia công đặc biệt tăng bền cho chi tiết máy nhờ tạo ra cấu tạo tinh thể hạt nhỏ, có độ bền cao, tạo ra lớp bề mặt có ứng suất dư là nén, chẳng hạn như:

- Nhiệt luyện và hoá nhiệt luyện: Tôi, ram, thấm than, thấm Nitơ, tôi cao tần v.v...

- Gia công tinh bề mặt: Đánh bóng, mài nghiền v.v...

- Gia công gây biến dạng dẻo bề mặt: Phun bi, lăn ép, miết kim cương v.v... để gây cứng nguội lớp bề mặt làm cho lớp bề mặt rắn hơn và có lớp ứng suất dư nén.

- Dùng các phương pháp gia công tiên tiến: Nong (lỗ), Cán (ren), Dập (Tạo hình).

IV. NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

1. Đặc điểm tính toán thiết kế chi tiết máy

Trong tính toán thiết kế chi tiết máy gặp một số khó khăn như: Hình dạng chi tiết máy khá phức tạp, các yếu tố tải trọng không biết chính xác, có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến khả năng làm việc của chi tiết máy chưa được phản ánh đầy đủ vào công thức tính. Vì vậy khi thiết kế cần lưu ý đến những đặc điểm tính toán chi tiết máy dưới đây để tiến hành công việc có hiệu quả:

a. Dựa theo các công thức lý thuyết được thiết lập khi giải các bài toán cơ học để tính toán nhưng bổ sung thêm các hệ số kể đến đặc điểm về kết cấu của chi tiết máy và các yếu tố ảnh hưởng đến khả năng làm việc của nó. Với những yếu tố có ảnh hưởng lớn đến việc xác định kích thước chi tiết máy mà không thể biểu diễn dưới dạng công thức lý thuyết thì dùng các công thức thực nghiệm, biểu đồ hoặc bằng số do kinh nghiệm sử dụng lập ra.

b. Tính toán xác định kích thước chi tiết máy thường tiến hành theo hai bước: Tính thiết kế và tính kiểm nghiệm, trong đó do điều kiện làm việc phức tạp của chi tiết máy, tính thiết kế thường được đơn giản hoá và mang tính chất gần đúng. Từ các kết cấu và kích thước đã chọn, qua bước tính kiểm nghiệm sẽ

quyết định lần cuối giá trị của các thông số và các kích thước cơ bản của chi tiết máy.

c. Trong tính toán, số ẩn thường nhiều hơn số phương trình, do đó cần dựa vào các quan hệ kết cấu để chọn trước một số thông số, trên cơ sở đó sẽ xác định các thông số còn lại. Mặt khác nên kết hợp giữa tính toán và vẽ hình, vì rằng nhiều kích thước cần cho tính toán (Chẳng hạn khoảng cách giữa các gối đỡ trục, vị trí đặt lực v.v. .) chỉ có thể xác định từ hình vẽ, đồng thời từ hình vẽ cũng có thể kiểm tra và phát hiện các sai sót trong tính toán.

d. Cùng một nội dung thiết kế có nhiều giải pháp thực hiện. Vì vậy nên chọn đồng thời một số giải pháp để tính toán, so sánh, trên cơ sở xác định phương án có lợi nhất, đáp ứng các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật.

2. Chọn vật liệu

Chọn vật liệu là công việc quan trọng vì chất lượng chi tiết máy phụ thuộc phần lớn vào vật liệu.

2.1. Nguyên tắc chung

Chọn vật liệu phải tuân theo các nguyên tắc chung sau:

- Chi tiết máy phải làm việc được (Đủ độ bền, độ cứng, độ bền mòn v.v...)

- Khối lượng, kích thước chi tiết máy và cả máy gọn, nhẹ nhất trong khả năng cho phép.

- Có tính công nghệ thích ứng với các phương pháp gia công và dạng gia công:

Chi tiết phức tạp phải đúc thì vật liệu phải có tính đúc tốt, chi tiết cần gia công cắt gọt thì vật liệu phải cắt gọt được.

- Có giá thành thấp nhất (Giá vật liệu, giá chế tạo thấp nhất): Vật liệu dễ tìm, sẵn có trong nước không tốn kém trong việc cung cấp.

- Hạn chế số lượng vật liệu trong một máy, một cụm máy: Việc này sẽ giảm nhẹ việc nghiên cứu chế độ gia công hợp lý, giảm nhẹ công việc nhiệt luyện; đơn giản trong cung cấp và bảo quản, giảm diện tích kho.

2.2. Những chú ý

- Nguyên tắc chất lượng cục bộ: Đối với một số chi tiết máy mà điều kiện làm việc đòi hỏi từng bộ phận phải đáp ứng các yêu cầu khác nhau, có thể chọn loại vật liệu chỉ đáp ứng phần nào một số yêu cầu chủ yếu, còn lại các yêu cầu khác ở các bộ phận, giải quyết bằng các biện pháp công nghệ. Chẳng hạn như

với bánh răng, các răng cần có độ bền mỏi cao, đồng thời bề mặt răng cần độ bền tiếp xúc cao ta có thể chọn vật liệu làm bánh răng là thép các bon hoặc thép hợp kim thấp để chế tạo, sau đó tôi bề mặt các răng bằng dòng cao tần và tăng bền chân răng bằng biến dạng dẻo.

2.3. Các loại vật liệu dùng trong chế tạo máy

2.3.1. Kim loại đen

- Thép, gang có độ bền cao, độ cứng cao và rẻ hơn kim loại mầu, nhưng có khối lượng riêng cao và chống gỉ kém. Gang hợp kim và thép hợp kim có thêm một số tính chất cần thiết như: Tăng bền, chống gỉ, chống mòn. Gamg có tính đúc tốt, khá bền, giá thấp được dùng để chế tạo các chi tiết phức tạp như thân máy, vỏ máy.

- Thép kết cấu là vật liệu thông dụng nhất để chế tạo chi tiết máy. Bao gồm thếp Các bon thông thường, thép Các bon có chất lượng tốt, thép dụng cụ, thép hợp kim. Ví dụ: CT38, CT42; C35, C45; 10Cr12Ni2.

2.3.2. Kim loại mầu: Kim loại mầu đắt nên chỉ dùng khi cần thiết (Khi cần kích thước, khối lượng nhỏ gọn, tính giảm ma sát hoặc tính chống gỉ).

- Hợp kim đồng: Đồng thanh (Brông), đồng thau (Latông) có tính chống gỉ và giảm ma sát.

- Hợp kim Babít: Hợp kim của thiếc và chì có tính giảm ma sát rất cao.

- Hợp kim nhẹ: Hợp kim có các nguyên tố cơ bản như Al, M_g, Titan, Cu, Mn, Si. Có hai loại thường dùng là Silumin (Hợp kim của Al và Si) và Đuara (Hợp kim của Al và Mg).

2.3.3. Kim loại gốm: Vật liệu được tạo thành bằng cách thiêu kết bột kim loại cùng các chất phụ gia. Loại vật liệu này khó nóng chảy, xốp, hệ số ma sát thấp và không cắt gọt được. Ví dụ: Sắt grafít thường dùng làm bạc ổ trượt, bánh răng chịu tải nhỏ.

2.3.4. Vật liệu phi kim loại: Gỗ, da, cao su, amiăng, chất dẻo v.v . ., trong đó chất dẻo là loại vật liệu nhẹ, bền, dễ cắt gọt, cách nhiệt, cách điện tốt, đồng thời chống ăn mòn, giảm chấn, giảm masát hoặc tăng masát. Vật liệu phi kim loại thường có độ bền, độ cứng thấp, dẫn nhiệt, chịu nhiệt kém.

3. Xác định ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép được xác định theo công thức sau:

$$[\sigma] = \sigma_{lim} / n \text{ hoặc } [\tau] = \tau_{lim} / sn \qquad (1.16)$$

Trong đó σ_{lim} và τ_{lim} - là ứng suất pháp và ứng suất tiếp giới hạn, khi đạt đến giá trị này chi tiết máy hoặc mẫu bị phá hỏng; n - là hệ số an toàn.

Như vậy việc xác định ứng suất cho phép phụ thuộc rất nhiều vào việc xác định ứng suất giới hạn và lựa chọn hợp lý hệ số an toàn.

3.1. Xác định ứng suất giới hạn

Ứng suất giới hạn được xác định bằng thực nghiệm đối với các mẫu thử hoặc các chi tiết mẫu tuỳ theo đặc tính tải trọng và dạng ứng suất.

a. Trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất tĩnh: ứng suất giới hạn phụ thuộc vào vật liệu.

- Đối với vật liệu dẻo: $\sigma_{lim} = \sigma_{ch}$
- Đối với vật liệu dòn: $\sigma_{lim} = \sigma_b$

Trong đó: σ_{ch}, σ_b - là giới hạn chảy và giới hạn bền của vật liệu.

b. Trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi: Chi tiết máy hỏng chủ yếu do mỏi, ứng suất giới hạn được xác định phụ thuộc số chu kỳ chịu tải và chế độ thay đổi ứng suất.

- *Khi ứng suất thay đổi ổn định:*

+ Nếu chi tiết máy làm việc lâu dài, tức số chu kỳ làm việc lớn hơn số chu kỳ cơ sở $N > N_0$ thì ứng suất giới hạn lấy bằng giới hạn mỏi dài hạn: $\sigma_{lim} = \sigma_r$

+ Nếu chi tiết máy làm việc ngắn hạn, tức $N < N_0$ ứng suất giới hạn lấy bằng giới hạn mỏi ngắn hạn: $\sigma_{lim} = \sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$ (1.17)

hay $\sigma_{lim} = \sigma_{rN} = \sigma_r K_l$; với $K_l = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$ - gọi là hệ số tuổi thọ, kể đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng đến giới hạn mỏi.

- *Khi ứng suất thay đổi không ổn định:* Đưa về chế độ làm việc ổn định với ứng suất lớn nhất σ_{-1} và $N = N_{td}$; Trong đó:

$$N_{td} = \sum_i^n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{-1}}\right)^m .N_i \qquad (1.18)$$

+ Nếu $N_{td} > N_0$ thì ứng suất giới hạn lấy bằng giới hạn mỏi dài hạn: $\sigma_{lim} = \sigma_r$

+ Nếu $N_{td} < N_0$ thì $\sigma_{lim} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{td}}}$ (1.19)

3.2. Hệ số an toàn

Các giá trị của ứng suất giới hạn được xác định từ các thí nghiệm tiến hành trong những điều kiện nhất định, trên những máy nhất định và đối với một số loại vật liệu nhất định, trong khi thực tế chi tiết máy cùng loại, cùng vật liệu v.v. . có thể làm việc rất khác nhau, có một vai trò rất khác nhau trong máy. Vì vậy trong tính toán cần đưa vào hệ số an toàn nhằm đảm bảo cho kết cấu có độ an toàn cần thiết. Hệ số an toàn được xác định theo công thức:

$$n = n_1.n_2.n_3 \quad (1.20)$$

Trong đó: n_1 - là hệ số an toàn xét đến mức độ chính xác trong xác định tải trọng và ứng suất, ($n_1 = 1,2 \div 1,5$). n_2 - Là hệ số an toàn xét đến sự đồng nhất về cơ tính của vật liệu (Với chi tiết làm bằng thép rèn hoặc cán n_2=1,5; Làm bằng gang $n_2 = 1,5 \div 2,5$). n_3 - Hệ số an toàn xét đến mức độ đặc biệt của chi tiết máy đối với toàn máy, yêu cầu về an toàn lao động ($n_3 = 1 \div 1,5$).

4. Vấn đề tiêu chuẩn hoá

4.1. Tiêu chuẩn hoá: là việc quy định những tiêu chuẩn và quy phạm hợp lý và thống nhất về hình thức, loại, thông số, chất lượng, phương pháp thí nghiệm và chế tạo v.v... của chi tiết máy và máy.

4.2. Lợi ích kinh tế - kỹ thuật của tiêu chuẩn hoá

a/ Hạn chế được rất nhiều chủng loại và kích thước của các sản phẩm cùng loại, cùng tên. Nhờ đó có thể sử dụng các phương pháp tiên tiến nhất để chế tạo hàng loạt chi tiết máy tiêu chuẩn, giảm sức lao động, tiết kiệm nguyên vật liệu, giảm bớt việc đầu tư thiết bị và cuối cùng hạ được giá thành.

b/ Tiêu chuẩn hoá điều kiện kỹ thuật và phương pháp thử sẽ nâng cao chất lượng sản phẩm, khả năng làm việc và tuổi thọ của chi tiết máy.

c/ Đảm bảo được tính đổi lẫn của chi tiết máy, nhờ đó tạo điều kiện dễ dàng cho công việc sửa chữa, thay thế các chi tiết bị hỏng.

d/ Tiêu chuẩn hoá chi tiết máy, bộ phận máy sẽ giảm bớt thời gian và công sức thiết kế.

Khi tính toán thiết kế nhất thiết phải áp dụng tiêu chuẩn hoá nhằm xác định hợp lý loại, kiểu, hình dạng, kích thước, thông số v.v. . của chi tiết máy.

4.3. Các tiêu chuẩn

- Tiêu chuẩn nhà nước Việt Nam: Ký hiệu TCVN kèm theo số thứ tự tiêu chuẩn và năm ban hành.

- Tiêu chuẩn ngành: Ký hiệu TCN

- Tiêu chuẩn tỉnh, thành phố: TCV

- Tiêu chuẩn ISO: Hiện nay, ở nước ta ngoài tiêu chuẩn Việt Nam ra còn đồng thời nghiên cứu và áp dụng tiêu chuẩn của tổ chức tiêu chuẩn thế giới, ký hiệu ISO.

5. Chọn dung sai, lắp ghép và nhám bề mặt cho chi tiết máy

Khi lựa chọn hình dạng và quyết định lần cuối các thông số và kích thước chi tiết máy cũng như khi thiết kế kết cấu máy, người thiết kế không chỉ quan tâm đến điều kiện làm việc và công dụng của chúng mà vấn đề có ý nghĩa quan trọng là phải dự kiến xem các bộ phận máy và chi tiết máy được chế tạo như thế nào, phương pháp tạo phôi, gia công với độ chính xác và độ nhám đạt được đến đâu cũng như vấn đề lắp ráp tạo thành máy.

- Dung sai và lắp ghép có vai trò quan trọng trong thiết kế máy. Chọn đúng dung sai có ý nghĩa to lớn về mặt năng suất và kinh tế, vì nó ảnh hưởng đến việc chọn thiết bị và dụng cụ gia công, trình độ công nhân, chế độ gia công, công nghệ lắp ráp, chất lượng chi tiết được gia công và giá thành bản thân chi tiết máy.

- Trạng thái bề mặt gia công có ảnh hưởng đến đặc tính sử dụng của chi tiết máy. Các vết xước xuất hiện khi gia công cơ là nguồn gốc phát sinh các vết nứt vì mỏi và ăn mòn làm giảm độ bền của chi tiết máy. Tăng độ nhám bề mặt sẽ làm giảm diện tích tiếp xúc thực tế, làm tăng áp suất cục bộ và cường độ mòn của các chi tiết tiếp xúc, đồng thời làm giảm độ cứng tiếp xúc; do đó làm yếu mối ghép. Ngược lại, giảm độ nhám bề mặt (tức là tăng độ nhẵn bóng bề mặt) đến một giá trị tối ưu nào đó, ma sát và mòn bề mặt chi tiết sẽ giảm xuống, hiệu suất cơ cấu và máy tăng. Ngoài ra độ nhám càng nhỏ, độ bền và khả năng chống ăn mòn càng lớn, hình dáng bên ngoài của máy và chi tiết máy càng đẹp. Tuy nhiên, khi ấy giá thành chế tạo càng cao. Vì vậy, khi thiết kế cần lưu ý chọn độ nhám thích hợp.

- Chọn độ nhám cần tính đến các yêu cầu về độ chính xác của chi tiết máy. Thông thường trị số của R_z và R_a giảm xuống khi giảm trị số dung sai.

6. Tính công nghệ của máy và chi tiết máy

6.1. Khái niệm về tính công nghệ

Một kết cấu được xem là có tính công nghệ khi kết cấu thoả mãn các yêu cầu kỹ thuật đã được đặt ra khi thiết kế, đồng thời được chế tạo với chi phí ít

nhất về lao động, phương tiện và thời gian. Tính công nghệ của chi tiết máy và bộ phận máy là một trong những điều kiện quan trọng nhất nhằm đảm bảo cho máy móc thiết bị có các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật tối ưu.

6.2. Những yêu cầu chủ yếu về tính công nghệ

Tính công nghệ được thể hiện ở những yêu cầu chủ yếu sau đây:

a. Máy và chi tiết máy có hình dạng và kết cấu hợp lý theo quan điểm công nghệ.

b. Vật liệu chế tạo máy được chọn hợp lý, đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật và các yêu cầu liên quan đến công dụng và điều kiện sử dụng máy.

c. Có thể sử dụng các công nghệ phù hợp để đơn giản hoá quá trình chế tạo, từ khâu chuẩn bị phôi đến chế tạo, kiểm tra, lắp ghép và nghiệm thu sản phẩm.

d. Máy và chi tiết máy có khối lượng và kích thước nhỏ, gọn.

e. Giá thành chế tạo máy và chi phí sử dụng thấp.

7. Trình tự thiết kế máy

Thiết kế máy bao gồm các nội dung:

- Xác định nguyên tắc hoạt động và chế độ làm việc của của máy định thiết kế.

- Lập sơ đồ chung toàn máy và các bộ phận máy thoả mãn các yêu cầu cho trước. Đề xuất một số phương án thực hiện, đánh giá và so sánh các phương án để tìm ra phương án phù hợp nhất đáp ứng nhiều nhất các yêu cầu đặt ra.

- Xác định trị số và đặc tính của tải trọng tác dụng lên các bộ phận máy.

- Chọn vật liệu thích hợp nhằm sử dụng tính chất đa dạng và khác biệt của vật liệu để nâng cao hiệu quả và độ tin cậy của máy.

- Tiến hành các tính toán động học, động lực học và tính toán thiết kế nhằm định ra các kích thước gần đúng của chi tiết máy thoả mãn các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chúng, trên cơ sở đó kết hợp với các yêu cầu về tiêu chuẩn hoá, lắp ghép, công nghệ và các yêu cầu cụ thể khác để xác định lần cuối kích thước của chi tiết máy, bộ phận máy và toàn máy.

- Lập thuyết minh, hướng dẫn sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa máy.

Câu hỏi và bài tập:

1/ Trình bầy các loại tải trọng và ứng suất tác dụng trong chi tiết máy. Lấy ví dụ minh hoạ.

2/ Phân tích tác dụng, hậu quả và phương pháp tính đảm bảo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết máy.

3/ Phân biệt giới hạn mỏi dài hạn và giới hạn mỏi ngắn hạn.

4/ Có những yếu tố nào chi phối việc chọn vật liệu chế tạo chi tiết máy.

5/ Chọn ứng suất giới hạn khi chi tiết máy chịu tải trọng thay đổi ổn định và không ổn định.

Chương 2

CÁC CHI TIẾT MÁY GHÉP

- Trình bày được cấu tạo, ưu, nhược điểm và phạm vi ứng dụng các mối ghép bằng độ dôi, mối ghép hàn, mối ghép then và mối ghép ren.

- Phân tích được tình hình làm việc, biết lựa chọn để sử dụng hợp lý trong thực tế sửa chữa và lắp ráp.

- Tính toán, thiết kế và kiểm tra được các loại mối ghép thông thường.

I. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ CÁC CHI TIẾT GHÉP NỐI

1. Định nghĩa: Các liên kết cố định được gọi là các mối ghép.

Các liên kết cố định được sử dụng do sự cần thiết đơn giản hóa việc chế tạo, giảm nhẹ lắp ráp, sửa chữa và vận chuyển.

2. Phân loại mối ghép

2.1. Mối ghép tháo được: Có thể tháo rời nhau mà các chi tiết máy ghép không bị phá hủy, như mối ghép ren, then, then hoa.

2.2. Mối ghép không tháo rời được: Không thể tháo rời nhau mà không làm hư hỏng một phần hoặc hoàn toàn các chi tiết máy ghép, như mối ghép hàn, ghép bằng độ dôi

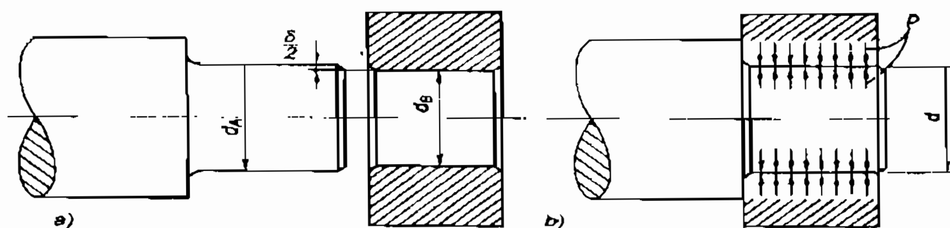
II. GHÉP BẰNG ĐỘ DÔI

1. Khái niệm chung

1.1. Định nghĩa

Mối ghép bằng độ dôi là mối ghép gồm có chi tiết bao (Moayơ) bao lấy chi tiết bị bao (Trục), đường kính chung của bề mặt tiếp xúc có trị số d, giữa hai bề mặt tiếp xúc có áp suất p.

Muốn ghép bằng độ dôi thì đường kính trục phải lớn hơn đường kính lỗ và chênh lệch δ giữa đường kính trục d_B và đường kính lỗ d_A gọi là *độ dôi* δ



Hình 2-1

$$\delta = d_B - d_A$$

Sau khi ghép, do biến dạng đàn hồi và dẻo, đường kính chung của bề mặt tiếp xúc có trị số d. Lúc này trên bề mặt tiếp xúc có áp suất p. Nhờ đó, khi các chi tiết máy chịu tác dụng của ngoại lực (Mômen xoắn hoặc lực dọc trục) có xu hướng làm chúng trượt lên nhau, giữa bề mặt tiếp xúc sẽ sinh ra lực ma sát để cản lại. Như vậy, nhờ ma sát các chi tiết máy không di động tương đối với nhau và có thể truyền được mômen xoắn hoặc lực dọc trục từ chi tiết máy này sang chi tiết máy khác. Ngoài ra mối ghép có thể chịu được mômen uốn.

Ghép bằng độ dôi thường được dùng để ghép các chi tiết máy có bề mặt tiếp xúc là mặt trụ tròn, có khi cũng được dùng để ghép các chi tiết máy có bề mặt hình lăng trụ hoặc hình khác.

1.2. Các phương pháp lắp

Để lắp ghép bằng độ dôi, có thể dùng một trong các phương pháp: Ép nguội, ép nóng hoặc ép lạnh.

1.2.1. Phương pháp ép nguội: Là dùng lực để ép chi tiết máy bị bao (trục) vào trong lỗ của chi tiết bao (moay ơ). Phương pháp này khá thông dụng vì được thực hiện ở nhiệt độ bình thường và không phức tạp. Thường dùng máy ép thuỷ lực, máy ép vít,v.v. . đơn giản nhất có thể dùng búa đóng (nên tránh dùng).

Tuy nhiên, phương pháp này có nhược điểm là san bằng một phần những chỗ nhấp nhô của bề mặt tiếp xúc, khiến độ dôi bị giảm, do đó làm giảm khả năng làm việc của mối ghép. Ngoài ra lắp bằng phương pháp này có thể làm cho các chi tiết máy được ghép bị biến dạng không đều và mặt đầu của chúng bị hư hỏng.

Để lắp ép được dễ dàng và bớt làm hỏng đầu trục cũng như mép lỗ, nên vát đầu trục và mép lỗ.

1.2.2. Phương pháp nung nóng: Khi lắp, đem nung nóng chi tiết máy bao để lỗ của nó nở to ra. Đối với các chi tiết máy có chiều dài lớn hơn nhiều so với đường kính, dùng phương pháp này tiện hơn phương pháp ép. Tuy nhiên cần chú ý giới hạn nhiệt độ nung để tránh cho chi tiết máy khỏi bị ram, làm thay đổi cấu trúc kim loại hoặc làm cháy lớp ngoài của chi tiết máy. Cần đề phòng chi tiết máy bị vênh do phải nung nóng.

1.2.3. Phương pháp làm lạnh: Chi tiết máy bị bao được làm lạnh, tiết diện co lại và lắp vào lỗ của chi tiết máy bao. Có thể dùng axít Cácbôníc rắn (độ sôi -79^0) hoặc không khí lỏng (độ sôi -196^0) để làm lạnh. Phương pháp này dùng thích hợp đối với các chi tiết máy có kích thước nhỏ.

Khả năng làm việc của mối ghép lắp bằng phương pháp nung nóng hoặc làm lạnh có thể tăng gấp rưỡi hoặc hơn nữa so với lắp bằng phương pháp ép nguội. Dùng các phương pháp này cần xác định nhiệt độ nung nóng hoặc làm lạnh để có thể lắp được dễ dàng.

Chênh lệch nhiệt độ cần thiết (để lắp bằng nung nóng hoặc làm lạnh) giữa các chi tiết máy ghép được tính theo hệ thức.

$$\Delta t = \frac{\delta_{max} + \delta_o}{\alpha . d} . 10^{-3} \ (^0C) \qquad (2\text{-}1)$$

Trong đó:

Δt - chênh lệch nhiệt độ giữa chi tiết máy bao và chi tiết máy bị bao, ^{0}C.

d - đường kính danh nghĩa của mối ghép, mm.

δ_{max} - độ dôi lớn nhất của kiểu lắp đã chọn, μm.

δ_o - khe hở cần thiết để lắp được dễ dàng, thường lấy bằng khe hở nhỏ nhất của kiểu lắp lỏng $\frac{H7}{g6}$, μm.

α - hệ số nở dài vì nhiệt (đối với thép $\alpha \approx 12.10^{-6}$mm/mm.^{0}C, đối với gang $\alpha \approx 10,5.10^{-6}$mm/mm.^{0}C)

1.3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.3.1. Ưu điểm

- Chịu được tải trọng lớn và tải trọng va đập.

- Bảo đảm được độ đồng tâm của các chi tiết máy ghép (cho nên được dùng trong các mối ghép các chi tiết máy quay nhanh).

- Kết cấu và chế tạo đơn giản, giá thành hạ.

1.3.2. Nhược điểm

- Lắp và tháo phức tạp, có thể làm hư hỏng bề mặt lắp ghép khi tháo.

- Khả năng truyền lực của mối ghép không xác định được chính xác vì phụ thuộc vào độ dôi và hệ số ma sát, hai yếu tố này thay đổi trong phạm vi khá rộng - độ dôi thay đổi trong khoảng dung sai của kiểu lắp, còn hệ số ma sát thì phụ thuộc vào phương pháp lắp, độ nhám bề mặt, sự bôi trơn lúc ép v.v...

1.3.3. Phạm vi ứng dụng: Trình độ kỹ thuật càng phát triển, độ chính xác chế tạo các chi tiết máy được nâng cao, do đó ghép bằng độ dôi ngày càng được sử dụng rộng rãi trong các ngành chế tạo cơ khí. Ghép bằng độ dôi được dùng để ghép các bánh răng, vôlăng, ổ lăn, đĩa tuabin, v.v. . với trục hoặc ghép các phần của trục khuỷu, các phần của bánh vít, v.v... với nhau.

2. Tính mối ghép bằng độ dôi

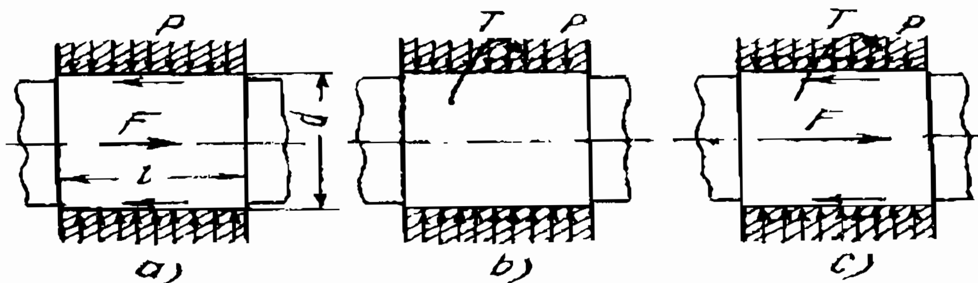
Tính toán độ bền mối ghép nhằm mục đích chọn được kiểu lắp đảm bảo cho mối ghép có thể chịu được tải trọng đã cho mà các chi tiết máy được ghép không bị di động tương đối với nhau. Tuy nhiên, cũng có kiểu lắp đã tìm được không thoả mãn điều kiện bền của các chi tiết máy được ghép vì độ dôi quá lớn làm chúng bị hỏng hoặc gây biến dạng quá nhiều, có tác hại đối với sự làm việc bình thường của chúng.

Vì vậy, trong tính toán mối ghép cần xét đến *khả năng chịu tải của mối ghép (đảm bảo không có sự di động tương đối)* cũng như *điều kiện bền của mối ghép.*

2.1. Tính áp suất và độ dôi cần thiết

Muốn chọn được kiểu lắp thích hợp ta phải tính độ dôi cần thiết nhằm đảm bảo điều kiện bền của mối ghép. Độ dôi cần thiết được quyết định bởi áp suất cần có trên bề mặt lắp ghép để sao cho lực ma sát sinh ra thắng được ngoại lực tác dụng.

2.1.1. Tính áp suất cần thiết



Hình 2.2

- Trường hợp mối ghép chịu lực dọc trục F (hình 2-2a) ta có điều kiện:

$$n.F \le fp\pi.d.l$$

do đó: $$p \ge \frac{n.F}{\pi.f.d.l} \qquad (2\text{-}2)$$

Trong công thức:

p - áp suất cần thiết.

f - hệ số ma sát.

n - hệ số an toàn, tuỳ theo mức độ quan trọng của mối ghép, có thể lấy n = 1,2÷2;

d và l - đường kính và chiều dài của mối ghép.

- Trường hợp mối ghép chịu mômen xoắn T (hình 2-2b)

$$n.T \le f.p.\frac{d}{2}\pi.d.l$$

Do đó: $$p \ge \frac{2nT}{\pi.f.d^2.l} \qquad (2\text{-}3)$$

- Trường hợp mối ghép vừa chịu lực dọc trục F vừa chịu mômen xoắn T (Hình 2-2c)

$$n\sqrt{F^2 + \left(\frac{2.T}{d}\right)^2} \le f.p.\pi.d.l$$

Hoặc: $$p \ge n.\sqrt{F^2 + \frac{\left(2T/d\right)^2}{\pi.f.d.l}} \qquad (2\text{-}4)$$

Đối với các chi tiết máy quay nhanh, lực ly tâm có thể làm áp suất trên bề mặt lắp ghép bị giảm đi một lượng đáng kể. Do đó cần tăng thêm áp suất tính toán một trị số bằng ứng suất kéo do lực ly tâm gây nên tại bề mặt lỗ.

Trong tính toán thực tế, hệ số ma sát f của các chi tiết máy bằng gang và thép có thể lấy như sau:

- Với Thép/Thép: f = (0,1÷0,12);
- Với Thép/Gang: f = (0.075÷0,08);
- Với gang/Đồng: f = (0.07÷0,075)

Số nhỏ trong trường hợp lắp ép nguội, số lớn cho trường hợp ép nhiệt.

2.1.2. Tính độ dôi

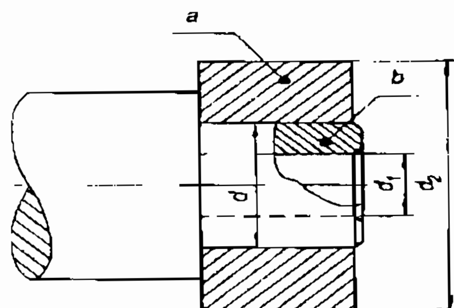
Sau khi tính được áp suất cần thiết, ta xác định độ dôi. Theo lý thuyết tính toán ống dày trình bày trong giáo trình "Sức bền vật liệu" giữa áp suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc của các chi tiết máy và độ dôi (hình 2-3) có hệ thức:

$$p = \frac{\delta}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)} \quad \text{hoặc} \quad \delta = p.d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \qquad (2\text{-}5)$$

Trong đó: δ - độ dôi tính toán.

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \quad ;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$



Hình 2-3

d - đường kính lắp ghép (đường kính danh nghĩa)

d_1 - đường kính lỗ của chi tiết máy bị bao (trường hợp trục đặc $d_1 = 0$)

d_2 - đường kính ngoài của chi tiết máy bao (mayơ)

E_1 và E_2, μ_1 và μ_2 - môđun đàn hồi và hệ số Poát xông của chi tiết máy bị bao và chi tiết máy bao.

Đối với thép: $E \approx (21 \div 22)10^4$ MPa; $\mu = 0,3$.

Đối với đồng: $E \approx (8 \div 8,5)10^4$ MPa; $\mu = 0,32$.

Đối với gang: Gang đúc có $\sigma_{bk} < 200$MPa, lấy $E \approx (7,5 \div 10,5)10^4$ MPa; Gang rèn lấy $E \approx (9 \div 15)10^4$ MPa; $\mu = 0,25$.

Trong công thức (2-5): δ và d được tính bằng mm, p và E_1, E_2 tính bằng MPa

Vì khi lắp ép những đỉnh nhấp nhô bề mặt bị san bằng một phần, cho nên độ dôi thực (độ dôi làm việc) trở nên nhỏ hơn độ dôi ban đầu, đo khi chưa ép. Để bù vào đó, phải thêm vào độ dôi tính toán [theo công thức (2-5) một lượng bằng phần bị san bằng. Vậy độ dôi cần thiết δ_c trước khi lắp là:

$$\delta_c = \delta + 1,2(R_{Z1} + R_{Z2}).$$

Trong đó, R_{Z1} và R_{Z2} - chiều cao các đỉnh nhấp nhô lớn trên bề mặt lắp ghép, tra theo các bảng độ nhám bề mặt gia công.

- Nếu các chi tiết máy được ghép bằng những vật liệu có hệ số dãn nở nhiệt α khác nhau và sẽ phải làm việc ở nhiệt độ khác nhiều so với nhiệt độ bình thường. Cần chú ý hiệu chỉnh lại độ dôi cần thiết một lượng U_t:

$$U_t = \left[(\alpha_1 - \alpha_2)(t'_p - t)\right]d$$

Trong đó: α_1 và α_2 là hệ số dãn nở vì nhiệt của chi tiết bị bao và chi tiết bao; t_p - là nhiệt độ làm việc của chung của hai chi tiết, t - là nhiệt độ bình thường trong phòng.

Do đó: $\delta_c = \delta + 1,2(R_{Z1} + R_{Z2}) + U_t$ (2-6)

Theo δ_c tra bảng dung sai lắp ghép, chọn kiểu lắp sao cho có độ dôi nhỏ nhất bằng hoặc lớn hơn δ_c một ít.

2.2. Kiểm tra độ bền và biến dạng của chi tiết máy

Sau khi chọn xong kiểu lắp (theo tiêu chuẩn), khả năng chịu tải của mối ghép đã được đảm bảo. Tuy nhiên, như đã nói ở trên, cần kiểm tra xem với độ dôi của kiểu lắp đã chọn, ứng suất và biến dạng sinh ra trong chi tiết máy có lớn quá không, hay nói cách khác mối ghép có đủ bền không.

Tính toán phải căn cứ vào độ dôi kiểm tra δ_t, bằng độ dôi lớn nhất δ_{max} của kiểu lắp (không căn cứ vào độ dôi cần thiết δ_c) được giảm bớt một lượng do san bằng các đỉnh nhấp nhô.

$$\delta_t = \delta_{max} - 1,2(R_{Z1} + R_{Z2}) \qquad (2\text{-}7)$$

Theo δ_t ta xác định áp suất sinh ra trong mối ghép theo công thức (2-5), sau đó kiểm tra độ bền cho từng chi tiết.

- Đối với chi tiết máy bao (mayơ)

$$p \le \sigma_{ch2} \frac{d_2^2 - d_2}{2d_2^2} \qquad (2\text{-}8)$$

Trong đó σ_{ch2} - giới hạn chảy của vật liệu chi tiết máy bao.

- Đối với chi tiết máy bị bao (trục)

$$p \le \sigma_{ch1} \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \qquad (2\text{-}9)$$

Như vậy, để đảm bảo các chi tiết máy không bị biến dạng dẻo, áp suất p phải thoả mãn các điều kiện (2-8) và (2-9).

Đối với một số chi tiết máy được lắp ghép, ví dụ như ổ lăn, độ dôi được giới hạn bởi sự thay đổi kích thước đường kính của bề mặt tự do (không lắp

ghép). Nếu độ dôi quá lớn, vòng trong và vòng ngoài của ổ lăn bị biến dạng nhiều (mặc dầu vẫn ở phạm vi đàn hồi) khiến cho khe hở hướng tâm giữa con lăn và các vòng bi giảm xuống nhiều, thậm chí có thể gây nên hiện tượng kẹt con lăn. Do đó cần kiểm tra lượng tăng đường kính ngoài của chi tiết máy bao cũng như lượng giảm đường kính trong của chi tiết máy bị bao.

Trong phạm vi biến dạng đàn hồi, theo định luật Húc ta có công thức xác định lượng giảm đường kính trong Δd_1 của chi tiết máy bị bao.

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]} \qquad (2\text{-}10)$$

Và lượng tăng đường kính ngoài Δd_2 của chi tiết máy bao.

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2\left[\left(\frac{d_2}{d}\right)^2-1\right]} \qquad 2\text{-}11)$$

Trong các công thức trên: p - áp suất ứng với độ dôi kiểm tra δ_t của kiểu lắp đã chọn.

Với các trị số Δd_1 và Δd_2 cho trước ta có thể xác định áp suất cực đại cho phép và theo đó tính ra độ dôi cho phép. Nếu điều kiện giới hạn biến dạng không phù hợp với điều kiện bền của mối ghép (mối ghép không đủ khả năng làm việc) thì vẫn theo điều kiện bền đó để chọn kiểu lắp, nhưng sau khi lắp xong phải gia công lại để các bề mặt cần khống chế kích thước hoặc điều chỉnh lại kích thước các bề mặt này.

Cần chú ý rằng điều kiện chọn kiểu lắp có độ dôi nhỏ nhất phải bằng hoặc lớn hơn độ dôi cần thiết, nhiều khi làm ứng suất trong chi tiết máy sinh ra quá lớn. Vì vậy, nếu có thể được, trong sản xuất hàng loạt nên phân loại kích thước để tiến hành lắp ghép.

Vì có sự tập trung ứng suất và xảy ra hiện tượng gỉ do tiếp xúc (Nhất là khi hai chi tiết làm từ hai vật liệu khác nhau) ở bề mặt lắp ghép, cho nên mối ghép bằng độ dôi làm giảm độ bền mỏi của trục. Tuy nhiên, có thể nâng cao độ bền mỏi của trục bằng cách lăn nén, nitơ hoá, xêmentít hoặc tôi bằng điện cao tần bề mặt lắp ghép của trục hoặc lồng những bạc đệm bằng đồng, kẽm, nhôm.

Tăng đường kính chỗ lắp ghép của trục lên khoảng 5% và làm góc lượn dần chỗ chuyển tiếp kích thước là một biện pháp có hiệu quả để giảm tập trung ứng suất.

Trong thực tế thường dùng phối hợp ghép bằng độ dôi với ghép bằng then hoặc then hoa. Trường hợp này, ghép bằng độ dôi có thể làm nhiệm vụ chủ yếu hoặc thứ yếu. Nếu mối ghép bằng độ dôi có nhiệm vụ chịu lực chủ yếu, trong tính toán ta coi như mối ghép bằng độ dôi chịu toàn bộ tải trọng, còn mối ghép bằng then (hoặc then hoa) chỉ có tác dụng đảm bảo theo độ bền của mối ghép. Nếu mối ghép bằng độ dôi có nhiệm vụ thứ yếu, toàn bộ tải trọng được tính cho mối ghép then (hoặc then hoa). Sỡ dĩ phải dùng phương pháp gần đúng như vậy vì cho tới nay chưa có cách xác định chính xác phần tải trọng tác dụng lên từng kiểu ghép trong mối ghép hỗn hợp. Sai số trong tính toán được bù lại một phần bằng cách chọn ứng suất cho phép của mối ghép then hoặc then hoa cao lên một ít.

3. Ví dụ tính toán

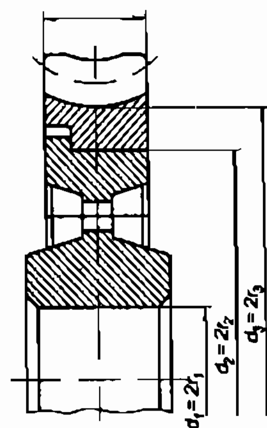
Hãy tính toán mối ghép giữa vành và thân bánh vít như trên hình vẽ (2-4). Vành làm bằng đồng thanh nhôm sắt, đúc trong khuôn kim loại có σ_{ch}=200 MP_a. Thân làm bằng gang Gx 12-18 có σ_{bk}= 118MP_a. Bánh vít quay với tốc độ n_2=60vòng/ph, công suất truyền là N_2= 3,2kw, làm việc ở nhiệt độ bình thường. Độ nhám bề mặt lắp của cả vành và thân là R_{z1}= R_{z2}= 6,3μm, (Độ nhám bề mặt cấp 7).

Giải:

Mômen do bánh vít truyền được là:

$T_2 = \dfrac{N_2}{\omega_2}$; vận tốc góc $\omega_2 = \dfrac{\pi n_2}{30} = \dfrac{\pi 60}{30} \approx 6,28\ ^1/_s$

nên $T_2 = \dfrac{3,2}{6,28} = 0,5.10^6\ Nmm$



Hình 2-4

Để truyền được mômen xoắn trên bề mặt ghép cần có áp suất tối thiểu tính theo công thức (2-3)

$$p_{min} = \frac{2nT_2}{\pi.f.d_2^{\,2}.b_2}$$

Theo kết quả tính toán thiết kế bộ truyền ta có các thông số của bộ truyền như sau:

- Đường kính đáy răng bánh vít d_3 = 214,48 mm.
- Đường kính lỗ moay- ơ d_1 = 45 mm.

- Đường kính lắp ghép giữa thân và vành d_2 = 172,11 mm.

- Chiều rộng bánh vít b_2 = 48 mm.

Lấy hệ số an toàn n = 1,2; hệ số ma sát giữ gang và đồng f = 0,07. Thay vào, ta có: $p_{min} = \dfrac{2.1,2.0,5.106}{3,14.0,07.172,11^2.48} = 3,84MPa$.

Tính độ dôi lý thuyết: $\delta_{min} = p_{min} d\left(\dfrac{C_1}{E_1} + \dfrac{C_2}{E_2}\right)$

Với gang đúc, $E_1 = 8.10^4$ N/mm²; $\mu_1 = 0,25$

với đồng thanh, $E_2 = 8,5.10^4$N/mm²; $\mu_2 = 0,32$.

$$C_1 = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{172,11^2 + 45^2}{172,11^2 - 45^2} - 0,25 = 0,897\ ;$$

$$C_2 = \frac{d_3^2 + d_2^2}{d_3^2 - d_2^2} + \mu_2 = \frac{214,48^2 + 172,11^2}{214,48^2 - 172,11^2} + 0,32 = 4,936$$

Thay kết quả tính được vào công thức:

$$\delta_{min} = 3,84.172,11\left(\frac{0,897}{8.10^4} + \frac{4,936}{8,5.10^4}\right) \approx 0,046mm = 46\mu m$$

Độ dôi cần thiết: $\delta_c = \delta_{min} + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) + U_t$

ở đây U_t= 0, vì mối ghép làm việc ở nhiệt độ bình thường; $R_{z1} = R_{z2} = 6,3\mu m$.

Vậy: $\delta_c = 46 + 1,2(6,3 + 6,3) = 61\mu m$

Chọn chế độ lắp của mối ghép là $172,11\dfrac{H7}{S7}$, ta có $(\delta_{min}) = 68\mu m$; (δ_{max}) = 148μm.

Độ dôi kiểm tra được tính theo công thức 2-7: $\delta_t = \delta_{max} - 1,2(R_{Z1} + R_{Z2})$

$$\delta_t = 148 - 1,2(6,3 + 6,3) = 132,88\mu m = 0,133mm$$

Áp suất sinh ra trong mối ghép là:

$$p = \frac{\delta}{d\left(\dfrac{C_1}{E_1} + \dfrac{C_2}{E_2}\right)} = \frac{0,133}{172,11\left(\dfrac{0,897}{8.10^4} + \dfrac{0,936}{8,5.10^4}\right)} \approx 11,8Mpa$$

Đối với vành bánh vít có σ_{ch}= 200MPa >

$$\sigma_{ch}\frac{d_3^2 - d_2^2}{2d_3^2} = 200\frac{214,48^2 - 172,11^2}{2.214,48^2} = 35,61MPa > p = 11,8MPa$$

Đối với thân bánh vít bằng gang ta lấy $\sigma_{ch} = \sigma_{bk} = 118MPa$

$$\sigma_{ch1}\frac{d_2^2 - d_1^2}{2d_2^2} = 118\frac{172,11^2 - 45^2}{2.172,11^2} = 54,97MPa > p = 11,8MPa$$

Như vậy cả hai chi tiết đều chịu được áp suất lớn hơn áp suất do mối ghép sinh ra, mối ghép đảm bảo độ bền.

III. GHÉP BẰNG HÀN

1. Khái niệm chung

1.1. Khái niệm về hàn: Hàn là phương pháp công nghệ nối các chi tiết máy bằng kim loại (Hoặc phi kim loại) với nhau bằng cách nung nóng kim loại đến trạng thái nóng chảy hoặc dẻo. Sau đó kim loại hoá rắn hoặc thông qua có lực ép, chỗ nối tạo thành mối liên kết bền vững gọi là mối hàn

1.2. Các loại mối ghép hàn

Mối ghép bằng hàn có nhiều ưu điểm nên được dùng ngày càng rộng rãi trong các ngành công nghiệp. Có nhiều phương pháp hàn và có thể phân loại chúng theo nhiều cách.

1.2.1. Theo trạng thái hàn: Có thể chia ra làm hai nhóm phương pháp hàn: Hàn nóng chảy và hàn áp lực.

Hàn nóng chảy

Đối với phương pháp hàn nóng chảy yêu cầu nguồn nhiệt có công suất đủ lớn (Ngọn lửa Ôxy - axêtylen, hồ quang điện, ngọn lửa Plasma v.v...) đảm bảo nung nóng cục bộ phần kim loại ở mép hàn của vật liệu cơ bản và que hàn tới nhiệt độ nóng chảy. Khi hàn nóng chảy, các khí xung quanh nguồn nhiệt có ảnh hưởng rất lớn đến quá trình luyện kim và hình thành mối hàn. Do đó để điều chỉnh quá trình hàn theo chiều hướng tốt thì phải dùng các biện pháp công nghệ nhất định: Dùng thuốc bảo vệ, khí bảo vệ hoặc hàn trong chân không v.v...

Trong nhóm hàn này, ta thường gặp các phương pháp hàn khí, hàn hồ quang tay, hàn tự động và bán tự động dưới lớp thuốc, hàn hồ quang trong môi trường khí bảo vệ, hàn điện xỉ, hàn plasma v.v... ngoài ra có thể kể đến hàn vảy, mối ghép bằng hàn vảy, không nung chảy kim loại được ghép mà chỉ nung chảy vật liệu hàn.

Hàn áp lực

Hàn áp lực thường gặp ở dưới các dạng sau:

- Hàn dưới tác dụng của nguồn nhiệt và áp lực. Với phương pháp này, phạm vi nguồn nhiệt tác động để hàn rất lớn. Bằng nguồn nhiệt này, ở một số phương pháp hàn, kim loại cơ bản bị nung nóng đến nhiệt độ bắt đầu chảy, như hàn điểm, hàn đường. Ở một số phương pháp khác kim loại cơ bản chỉ đạt đến trạng thái dẻo, như hàn tiếp xúc điện trở, hàn khuếch tán, kim loại hoàn toàn không chảy, mà sự liên kết hàn xảy ra do khuếch tán ở trạng thái rắn có sự tác dụng của nhiệt và áp lực.

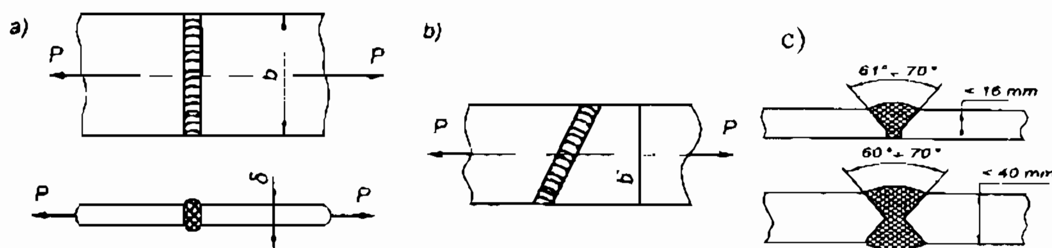
- Hàn dưới tác dụng của áp lực. Ở phương pháp này, sự liên kết hàn chỉ do tác dụng của lực mà hoàn toàn không có nguồn nhiệt cung cấp như hàn nguội, hàn nổ, hàn siêu âm.

1.2.2. Theo công dụng: Có thể chia mối ghép bằng hàn ra làm hai loại

- Mối ghép hàn chắc.
- Mối ghép hàn chắc kín

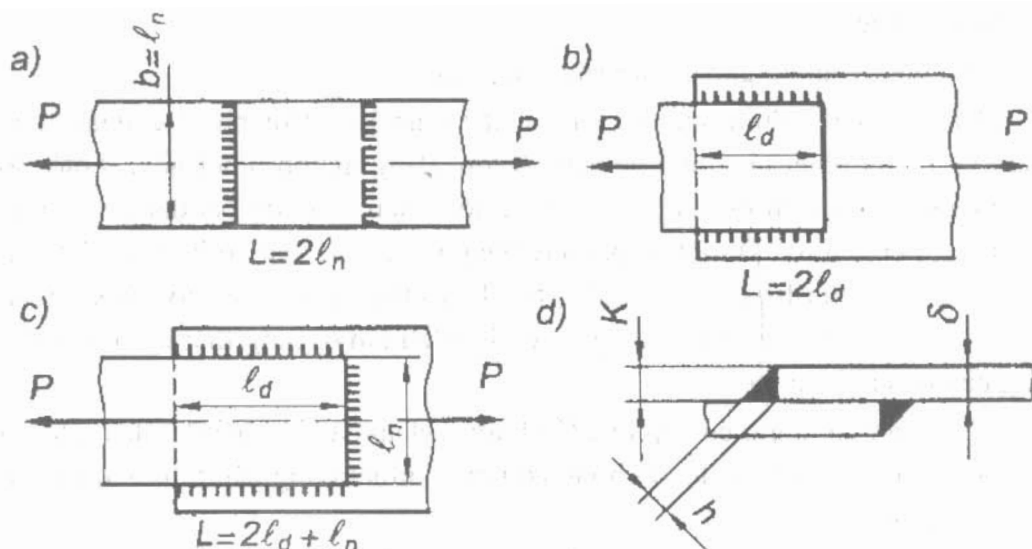
1.2.3. Theo vị trí tương đối giữa các chi tiết ghép: Ta có các kiểu mối hàn sau:

- Mối ghép hàn giáp mối - hay đối đầu (hình 2-5).
- Mối ghép hàn chồng (hình 2-6a).
- Mối ghép hàn góc (hình 2-8).
- Mối ghép hàn chữ T (hình 2-7).



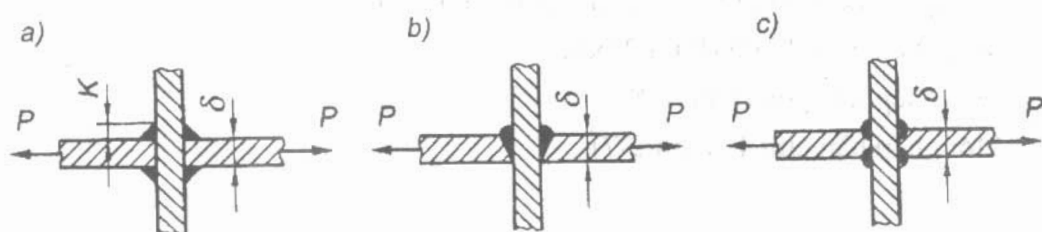
Hình 2.5: Mối ghép hàn giáp mối

a/ Ngang; b/ Xiên; c/ Tiết diện mối hàn

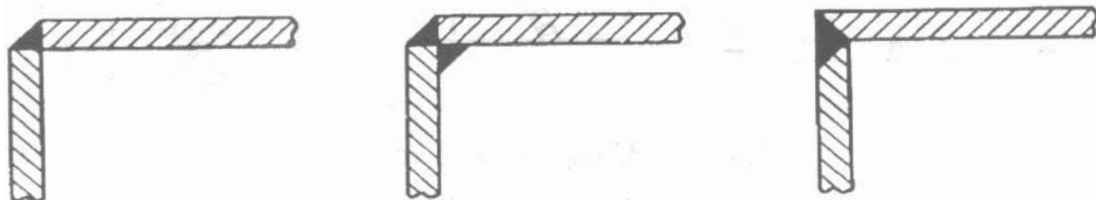


Hình 2.6: Mối ghép hàn chồng.

a/ Ngang ; b/ Dọc ; c/ Hỗn hợp ; d/ Tiết diện ngang của mối hàn



Hình 2.7: Mối ghép hàn chữ T



Hình 2-8: Mối ghép hàn góc

1.2.4. Theo phương chiều của đường hàn so với phương chiều của lực tác dụng

- Mối ghép hàn ngang (hình 2-5a).
- Mối ghép hàn xiên (hình 2-5b).
- Mối ghép hàn dọc (hình 2-6b).
- Mối ghép hàn hỗn hợp (hình 2-6c).

1.3. Hàn điện hồ quang

Trong các phương pháp hàn, thông dụng nhất là hàn điện hồ quang. Hàn điện hồ quang có thể tiến hành bằng tay hoặc tự động. Hàn tự động, nhất là hàn tự động dưới lớp thuốc hàn nóng chảy đạt được năng suất cao, đỡ tốn vật liệu que hàn, bảo đảm mối hàn được đồng nhất, có cơ tính cao và không bị phụ thuộc vào trình độ kỹ thuật của công nhân hàn.

Có hai phương pháp hàn điện hồ quang, tuỳ theo loại điện cực được dùng.

- Hàn bằng điện cực không chảy: Than Grafít, Vônfram.
- Hàn bằng điện cực chảy: Que kim loại (Que hàn).

Như vậy, hồ quang điện khi hàn là hồ quang trực tiếp giữa que hàn và vật hàn hoặc là hồ quang giữa hai điện cực than và để sát chi tiết được hàn, kim loại nóng chảy dưới tác động gián tiếp của hồ quang.

Để giữ cho kim loại không bị ôxy hoá và hồ quang được ổn định, ở ngoài que hàn quét một lớp thuốc hàn, mỏng hoặc dày.

Ở nước ta sử dụng rất nhiều loại que hàn của các nước khác nhau: N46, N50 của Việt Nam; J421 của Trung Quốc; TB32, LB26, RB-26 của Nhật, ngoài ra còn dùng của một số nước như Pháp, Hà lan, Thuỵ Điển v.v... (Tham khảo thêm ở phần phụ lục)

Ngoài việc dùng lớp thuốc bọc điện cực, thuốc trợ dung còn có cách bảo vệ mối hàn khỏi bị ôxy hoá và nitơ hoá bằng cách dùng dòng khí bảo vệ, đẩy không khí ra khỏi môi trường hồ quang và ngăn cho kim loại nóng chảy không tiếp xúc trực tiếp với không khí.

- Hàn MAG: Hàn trong môi trường khí CO_2 với dây hàn nóng chảy.
- Hàn MIG: Hàn trong môi trường khí Acgon với điện cực chảy.
- Hàn TIG: Hàn trong môi trường khí Acgon với điện cực không chảy.

1.4. Ưu, nhược điểm của mối ghép bằng hàn

Ghép bằng hàn có những ưu, nhược điểm sau:

- Kết cấu ghép bằng hàn có khối lượng nhỏ hơn so với ghép bằng ren hay đinh tán; so với kết cấu đúc, chiều dày tối thiểu ở kết cấu hàn nhỏ hơn, cơ tính của vật liệu được hàn cao hơn vật liệu đúc.

- Dùng các kết cấu hàn tiết kiệm được khoảng 15 ÷ 20% kim loại so với kết cấu dùng bulông hoặc đinh tán và khoảng 30÷50% so với kết cấu đúc.

- Tiết kiệm được công sức, giảm được giá thành vì không phải gia công cơ. Công nghệ hàn dễ tự động hoá, có năng suất cao.

- Dùng hàn dễ đảm bảo điều kiện độ bền đều, nguyên liệu được sử dụng hợp lý.

- Dùng hàn có thể phục hồi các chi tiết máy bị gãy hỏng một phần hoặc bị mài mòn.

- Nhược điểm của ghép bằng hàn là chất lượng mối hàn phụ thuộc rất nhiều vào trình độ của công nhân hàn và khó kiểm tra những khuyết tật bên trong mối hàn, nếu không có thiết bị đặc biệt. Tuy nhiên dùng phương pháp hàn tự động có thể khắc phục nhược điểm này.

2. Kết cấu mối hàn và cách tính độ bền

Có thể có hai trường hợp tính toán mối hàn.

- Căn cứ theo tải trọng ngoài để tìm ra chiều dài hàn cần thiết, từ đó thiết kế kết cấu hàn. Khi thiết kế, phải xuất phát từ điều kiện độ bền đều giữa mối hàn và các thành phần được ghép.

- Căn cứ theo kết cấu để định kích thước mối hàn rồi kiểm nghiệm độ bền.

2.1. Mối hàn giáp mối

Mối hàn giáp mối rất được thông dụng vì nó đơn giản và bảo đảm hơn các loại mối hàn khác. Tuỳ theo bề dày của các thành phần ghép có thể hàn theo các phương án được trình bày trên hình 2-5.

Đối với các thành phần được hàn có bề dày trung bình hoặc lớn hơn, cần phải vát mép để có thể hàn thấu. Khi hàn tự động dưới lớp thuốc hàn, chiều dày lớn nhất của các tấm không cần gia công mép có thể tăng gấp đôi so với hàn tay. Còn góc vát mép có thể giảm xuống còn khoảng $30 \div 35^0$ (hình 2-5 trình bày các mối hàn bằng tay).

Mối hàn giáp mối khi chịu ngoại lực có thể bị phá hỏng theo mối hàn, tại tiết diện chỗ miệng hàn hoặc tại tiết diện kề bên miệng hàn.

- Trường hợp mối hàn chịu lực kéo F tác dụng, trong mặt phẳng các tấm ghép (Hình 2-5).

Giả thiết rằng các lực phân bố đều trên suốt chiều dài mối hàn và ứng suất phân bố đều trên tiết diện nguy hiểm. Ta có điều kiện bền:

$$\sigma = \frac{F}{bS} \leq [\sigma] \tag{2-12}$$

b và S - chiều rộng và bề dày của tấm ghép.

$[\sigma]$ - ứng suất kéo (hoặc nén) cho phép của mối ghép.

- Trường hợp mối hàn chịu lực mômen uốn M trong mặt phẳng của các tấm ghép:

$$\sigma = \frac{6M}{b^2S} \leq [\sigma] \tag{2-13}$$

M - mômen uốn.

- Trường hợp mối hàn chịu lực kéo (nén) và mômen trong mặt phẳng của các tấm ghép:

$$\sigma = \frac{6M}{bS} \pm \frac{F}{bS} \leq [\sigma] \tag{2-14}$$

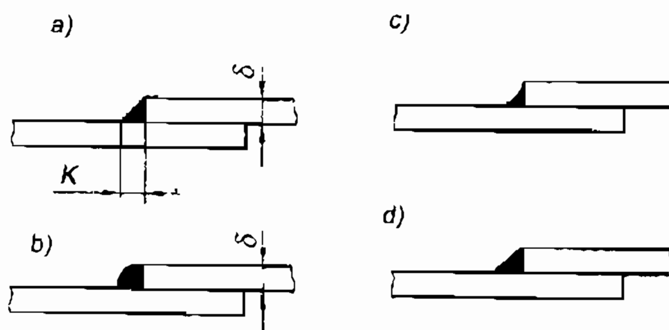
Tỷ số giữa ứng suất cho phép của mối hàn với ứng suất cho phép của kim loại tấm ghép được gọi là hệ số độ bền φ của mối hàn

$$\varphi = \frac{[\sigma]_{MH}}{[\sigma]_{KL}} \tag{2-15}$$

Trị số φ vào khoảng 0,9 ÷ 1,0, nghĩa là mối hàn giáp mối có sức bền gần tương đương với sức bền của kim loại tấm ghép.

2.2. Mối hàn chồng

Mối hàn chồng có tiết diện như hình 2-10. Trên thực tế mối hàn bình thường được dùng rộng rãi hơn cả.



Hình 2-9

a/ Bình thường; b/ Lồi; c/ Lõm; d/ tam giác không đều cạnh

Tuỳ theo vị trí tương đối giữa phương của mối hàn và phương chịu lực, có thể chia mối hàn chồng ra các loại sau:

- Mối hàn dọc: Phương của mối hàn song song với phương của lực (hình 2-6b)

- Mối hàn ngang: Phương của mối hàn vuông góc với phương của lực (2-6a).

- Mối hàn xiên: Phương của mối hàn tạo thành một góc nào đó với phương của lực (hình 2-5b).

- Mối hàn hỗn hợp (hình 2-6c).

Đối với mối hàn ngang, nên hàn cả hai mặt để tránh sinh ra ứng suất uốn lớn. Phần hai tấm chồng lên nhau C phải lớn hơn bốn lần chiều dày S của tấm ghép (hình 2-6d).

Chiều dày mối hàn xiên và ngang không hạn chế, chiều dày mối hàn dọc không nên quá 50k; với k - là bề rộng của cạnh hàn, vì trong mối hàn dọc ứng suất phân bố không đều theo chiều dày mối hàn (hình 2-6c).

Tính mối hàn chồng chịu lực kéo (nén) dọc theo tấm ghép.

- ***Mối hàn dọc***: Tính theo ứng suất cắt τ, tiết diện nguy hiểm là tiết diện phân giác của mặt cắt mối hàn (hình 2-6d). Theo chiều dài của mối hàn, ứng suất cắt phân bố không đều. ứng suất ở hai đầu mối hàn lớn hơn ở phần giữa.

Vì vậy trong thực tế thường hạn chế chiều dài mối hàn dọc theo điều kiện:

$$L \leq 50k.$$

Để được đơn giản, khi tính toán các mối hàn này ta quy ước tính theo ứng suất trung bình.

Điều kiện bền có dạng:

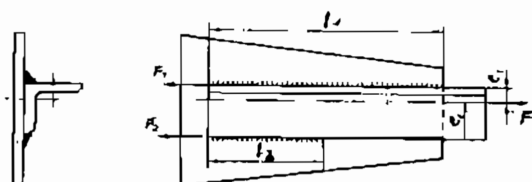
$$\tau = \frac{F}{2l.0,7k} \leq [\tau] \tag{2-16}$$

Trong đó: l - chiều dài mối hàn.

0,7k ≈ kcos45^0 - chiều dày của mối hàn đo theo tiết diện phân giác m-m (hình 2-6d)

$[\tau]$ - ứng suất cắt cho phép của mối hàn.

- Trường hợp các tấm ghép có tiết diện không đối xứng, thí dụ như thép góc (giả thiết lực kéo hoặc nén phân bố đều trên hai tiết diện tấm ghép) hợp lực F đi qua trọng tâm của tiết diện (hình 2-10).



Hình 2-10

Hợp lực này phân bố cho các mối hàn tỷ lệ nghịch với khoảng cách e_1 và e_2:

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F \text{ và } F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F$$

F_1 và F_2 - lực tác dụng lên mối hàn 1 và mối hàn 2.

Các mối hàn 1 và 2 được tính theo tải trọng F_1 và F_2 tương ứng, do đó giữa chiều dài l_1 của mối hàn 1 và chiều dài l_2 của mối hàn 2 có hệ thức:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1} \tag{2-17}$$

Điều kiện (2-6) nhằm đảm bảo độ bền đều của hai mối hàn. Ứng suất sinh ra trong các mối hàn sẽ bằng nhau và được xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau] \tag{2-18}$$

- ***Mối hàn ngang***: Mối hàn ngang cũng được tính theo ứng suất cắt. Tiết diện tính toán, cũng như đối với mối hàn dọc, là tiết diện phân giác m-m. Thực nghiệm cũng chứng tỏ rằng mối hàn bị phá hỏng theo tiết diện này.

Nếu hàn một mối (trường hợp này không nên dùng)

$$\tau = F / 0,7kl \leq [\tau] \tag{2-19}$$

Nếu hàn hai mối (hình 2-6d)

$$\tau = F / 2.0,7kl \leq [\tau] \qquad (2\text{-}20)$$

Tính theo công thức trên đây có tính chất quy ước và gần đúng, vì ở trên tiết diện m-m, ngoài ứng suất tiếp còn ứng suất pháp. Thêm vào đó, sự tập trung ứng suất tại đây rất lớn so tiết diện bị thay đổi đột ngột và mối hàn còn chịu mômen uốn do lực tác dụng không cùng nằm trên một đường thẳng. Tuy nhiên, giá trị thực dụng của hàn dọc cũng như của hàn ngang. Nhờ cách tính thống nhất như vậy cho nên ta cũng rút ra được những công thức đơn giản để dùng cho trường hợp hàn hỗn hợp.

- Mối hàn xiên: Ta cũng có điều kiện bền:

$$\tau = F / 0,7kl \leq [\tau] \qquad (2\text{-}21)$$

2.3. Mối hàn chữ T

Mối hàn chữ T chịu lực kéo như trên hình 2-7

Trường hợp hàn theo kiểu hàn chồng (hình 2-7a): $\tau = F / 2.0,7kl \leq [\tau]$ (2-22)

Trường hợp hàn theo kiểu chữ K (hình 2-7b,c): $\sigma = \dfrac{F}{ls} \leq [\sigma]$ (2-23)

s - Chiều dầy tấm ghép; l - chiều dài mối hàn.

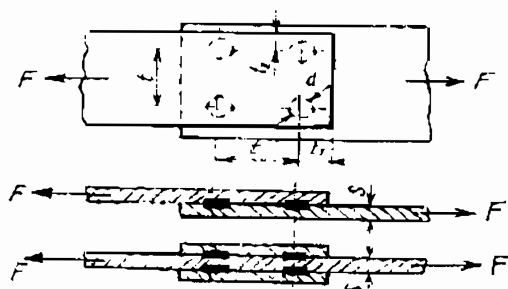
2.4. Mối hàn điểm

- Mối hàn điểm thường dùng cho tấm ghép mỏng. Khi ghép các tấm có chiều dầy khác nhau, chiều dầy tấm dầy nhất không nên quá 3 lần chiều dầy tấm mỏng nhất.

- Đường kính điểm hàn lấy theo chiều dầy tấm mỏng nhất

d = 1,2s +4mm khi $s \leq 3$mm;

d = 1,5s + 5mm khi s > 3mm



Hình 2-11

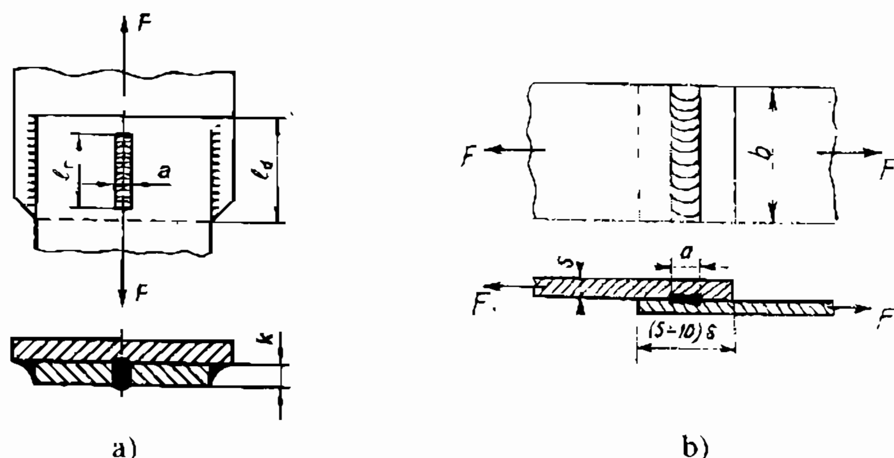
- Mối hàn điểm thường được dùng để chịu tải trọng tác dụng trong mặt ghép và được tính theo độ bền cắt

$$\tau = \frac{F}{i.\pi \frac{d^2}{4}} \leq [\tau] \qquad (2\text{-}24)$$

Trong đó: F - Là lực tác dụng; i - Là số tiết diện chịu cắt;

d - đường kính điểm hàn.

2.5. Mối hàn rãnh



Hình 2-12

- Trường hợp mối hàn dọc như hình 2-12a:

$$\tau = \frac{F}{al_r + 0,7k2l_d} \leq [\tau]' \quad (2\text{-}25)$$

- Trường hợp mối hàn ngang như hình 2-12b: $\tau = \dfrac{F}{ab} \leq [\tau]'$ (2-26)

IV. GHÉP BẰNG THEN, THEN HOA

Ghép bằng then và ghép bằng then hoa là loại ghép tháo được, được dùng rất phổ biến để ghép các chi tiết máy có dạng trục và moay-ơ, như ghép các bánh răng, bánh đai, đĩa xích v.v... với trục.

1. Ghép bằng then

1.1. Ưu, nhược điểm của mối ghép then - Phân loại

1.1.1. Ưu, nhược điểm chung

- Ghép bằng then thuộc loại tháo được, được dùng rộng rãi vì cấu tạo đơn giản và chắc chắn, dễ tháo lắp, giá thành rẻ v.v...

- Nhược điểm chung của ghép bằng then là phải làm rãnh trên trục cho nên làm yếu trục (vì diện tích tiết diện bị giảm và sinh tập trung ứng suất). Trục bị gãy thường vì ứng suất tập trung chỗ rãnh then quá lớn.

- Nhược điểm nữa là khó bảo đảm tiết máy lắp ghép được chính xác và không thể dùng một then mà có thể truyền được mômen xoắn lớn.

Then là một loại tiết máy được tiêu chuẩn hóa. Vật liệu then phần lớn là thép có giới hạn bền 500-600 MPa, thí dụ thép CT5, CT6, C40, C45 v.v...

1.1.2. Phân loại

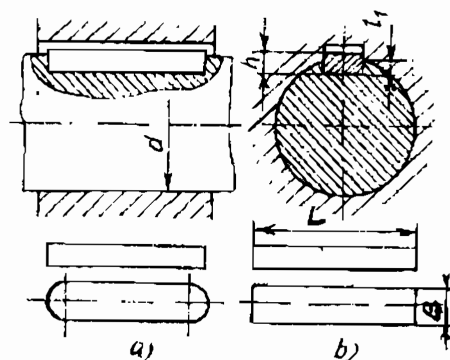
Có thể chia then ra làm hai loại lớn:

- Then ghép lỏng: Then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt, tạo thành mối ghép lỏng.

- Then ghép căng: Then ma sát, then vát v.v..., tạo thành mối ghép căng.

a) Then ghép lỏng:

Then bằng có tiết diện là hình chữ nhật (hình 2-13), tỉ số chiều cao trên chiều rộng từ 1:1 (dùng cho trục có đường kính nhỏ) đến 1:2 (dùng cho trục lớn). Hai mút của then được gọt bằng hoặc gọt tròn. Then được chế tạo bằng thép kéo. Mặt làm việc của then là hai mặt bên. Trong mối ghép then bằng có khe hở hướng tâm.



Hình 2-13

Tiêu chuẩn quy định hai kiểu ghép tùy theo chiều sâu của rãnh trên trục và rãnh trên moay-ơ.

- Kiểu I: Đối với moay-ơ bằng gang và bằng những vật liệu có độ bền kém hơn vật liệu trục. (Kiểu I có rãnh trên moayơ sâu hơn, so với kiểu II).

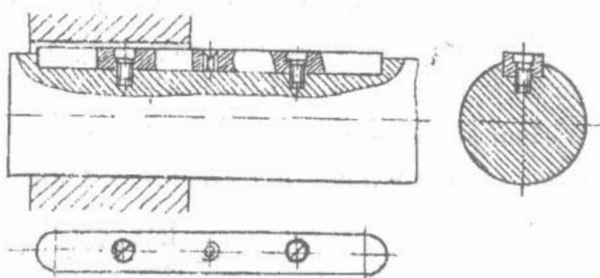
- Kiểu II: Các trường hợp khác

Thông thường dùng một then bằng, nhưng đôi khi ở những kết cấu chịu tải trọng lớn, người ta dùng hai hoặc ba then. Hai then thường đặt dưới một góc 180^0, nếu ba then thì đặt dưới một góc 120^0.

Nhược điểm của then bằng là khó bảo đảm tính đổi lẫn; đối với những mối ghép quan trọng cần phải sửa chữa hoặc chọn then, như vậy hạn chế việc sử dụng trong sản xuất hàng loạt.

Then bằng không thể truyền lực theo dọc trục, nếu cần truyền phải dùng các phương pháp khác.

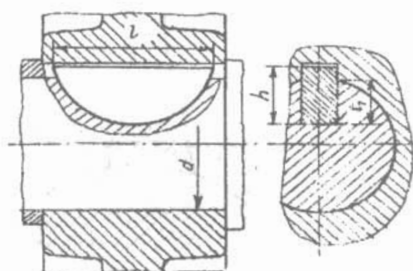
Then bằng dẫn hướng có hình dạng như then bằng, được dùng trong trường hợp cần di động tiết máy dọc theo trục (thí dụ trong các hộp giảm tốc v.v...). Then được bắt vít vào trục (Hình 2-14).



Hình 2-14

Khả năng tải của then bằng dẫn hướng kém hơn then hoa, do đó hiện nay ít dùng.

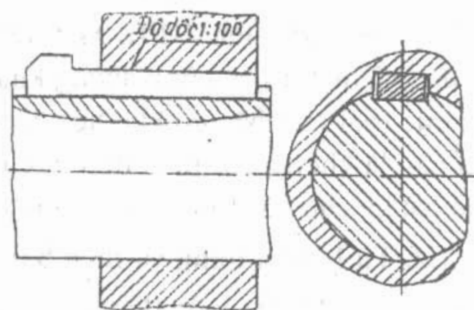
Then bán nguyệt cũng giống như then bằng, mặt làm việc là hai mặt bên (hình 2-15). Ưu điểm là có thể tự động thích ứng với các độ nghiêng của rãnh moay-ơ; cách chế tạo then và rãnh then cũng đơn giản (Có thể phay rãnh trên trục bằng dao phay đĩa).



Hình 2-15

Nhược điểm là phải phay rãnh sâu trên trục làm trục bị yếu nhiều. Then bán nguyệt chủ yếu dùng ở các mối ghép chịu tải trọng nhỏ. Khi moay-ơ ngắn dùng một then, nếu moay-ơ dài dùng hai then.

b) Then ghép căng: Loại then này được vát một mặt để có độ dốc 1:100 (hình 2-17), có kiểu có đầu (hình 4-5a), có kiểu không đầu mà gọt bằng hoặc gọt tròn hai mút (hình 2-13 b,c).

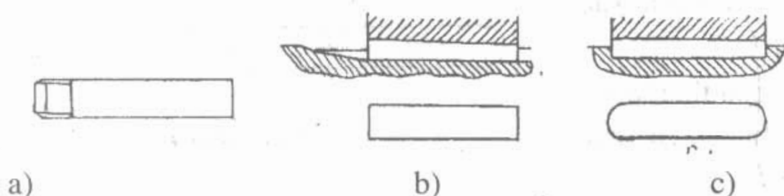


Hình 2-17

Khác với then ghép lỏng, then ghép căng làm việc ở các mặt trên và dưới; còn ở mặt bên có khe hở. Vì tạo thành mối ghép căng nên then không những truyền được mômen xoắn, mà còn có thể truyền được lực dọc trục. Tuy nhiên, vì then ghép căng gây lệch tâm nhiều, cho nên làm tăng rung động của các tiết máy được ghép và

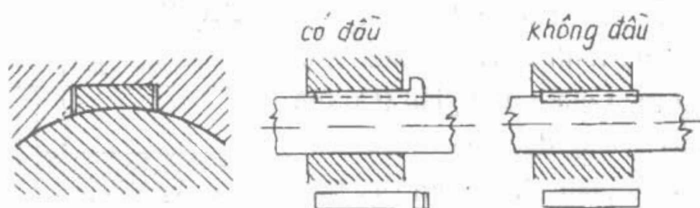
làm cho moay-ơ bị nghiêng đi. Do đó hiện nay rất ít dùng loại then này và trong các máy chính xác thì không dùng. Ưu điểm của then ghép căng là có thể chịu được va đập.

Then ghép căng có các loại: Then vát (hình 2-18), then ma sát (hình 2-19); cả then vát và then ma sát có đầu hoặc không đầu



a) b) c)

Hình 2-18



Hình 2-19

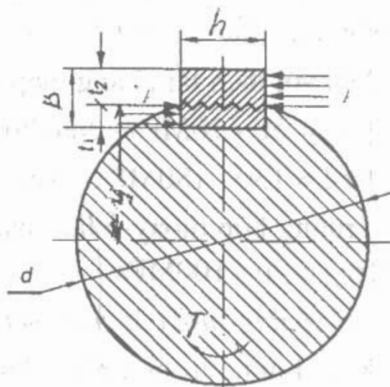
Then vát (hình 2-18) có tiết diện hình chữ nhật, mặt làm việc cũng là hai mặt trên và dưới. Trục và moay-ơ đều phải làm rãnh, trục bị yếu nhiều hơn so với dùng then ma sát, nhưng moay-ơ lại ít bị yếu hơn.

Then ma sát (hình 2-19). Mặt trên và mặt dưới là mặt làm việc. Mặt dưới của then là mặt trụ có cùng đường kính với trục. Khi đóng, then áp chặt vào bề mặt trục (hai mặt bên có khe hở), làm việc nhờ lực ma sát. Ưu điểm của loại then này là không cần rãnh trên trục nên không làm yếu trục; ngoài ra, có thể lắp ở bất kỳ chỗ nào trên trục và khi quá tải, then có tác dụng bảo đảm an toàn.

1.2. Tính then bằng và then bán nguyệt

Các phần tử của mối ghép then (tiết diện, rãnh v.v...) đều được tiêu chuẩn hóa. Trong tiêu chuẩn có quy định kích thước của then (B x h), rãnh v.v... tùy theo đường kính trục d của từng loại then khác nhau. Vì vậy tính mối ghép then thường là tiến hành kiểm nghiệm ứng suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc hay trên tiết diện nguy hiểm hoặc xác định chiều dài của then khi ứng suất cho phép đã chọn rồi.

Nghiên cứu điều kiện làm việc của then bằng (hình 2-20), ta thấy các trường hợp hỏng có thể xảy ra là các mặt bên và bị cắt theo tiết diện A-A. Giả thiết áp suất và ứng suất phân bố trên bề mặt làm việc của then.



Hình 2-20

Điều kiện để tránh dập

$\sigma_d = F/t_2 l \leq [\sigma_d]$

Trong đó: l - chiều dài làm việc của then;

$t_2 = 0{,}4h$ - độ sâu rãnh then trên moay-ơ; $[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép.

Lấy $y \cong d/2$, gọi T - mômen xoắn truyền qua mối ghép then, ta có $F = 2T/d$; d - đường kính trục.

Điều kiện bền dập có dạng:

$$\sigma_d = 2T/dlt_2 \leq [\sigma_d] \qquad (2\text{-}27)$$

Trong công thức, ứng suất tính bằng MPa (N/mm^2), lực - N (niutơn); mômen xoắn - N/mm.

Điều kiện bên cắt:

$$\tau_c = F/bl = 2T/bdl \leq [\tau_c] \qquad (2\text{-}28)$$

Thông thường không cần kiểm nghiệm về độ bền cắt vì điều kiện này được thỏa mãn khi chọn tiết diện then theo tiêu chuẩn và lấy trị số $[\sigma_d]$ theo đúng hướng dẫn.

Tùy trị số mômen xoắn đã cho có thể xác định được chiều dài then theo công thức (2-27). Nếu l tính được lớn hơn chiều dài moay-ơ, phải tăng chiều dài moay-ơ (trong điều kiện có thể) hoặc tăng số then, nhưng thường không nên lấy quá hai then. Lúc đó công thức 2-27 có dạng: $\sigma_d = 2T/zdlt_2 \leq [\sigma_d]$, với z là số then.

Tính *mối ghép then bán nguyệt* cũng như trên, theo các công thức (2-27) và (2-28) trong đó lấy $t_2 = h - t_1$ (hình 2-15).

Ứng suất dập cho phép đối với mối ghép không di động.

$$[\sigma_d] = \sigma_{ch}/[S]$$

σ_{ch} - giới hạn chảy của tiết máy làm bằng vật liệu kém bền nhất (có thể là trục, then hoặc moay-ơ).

[S] - hệ số an toàn, [S] = 1,25 nếu xác định được chính xác tải trọng, các trường hợp khác [S] = 1,5 - 2,0.

Đối với then làm bằng thép C45 lắp trong hộp giảm tốc, có thể lấy:

$[\sigma_d]$ = 50 - 70MPa - Nếu hộp giảm tốc làm việc liên tục, hết khả năng tải.

$[\sigma_d]$ = 130 - 180MPa - Nếu hộp giảm tốc làm việc với chế độ trung bình.

Trường hợp moay-ơ làm bằng gang và mối ghép chịu tải trọng không thay đổi $[\sigma_d]$ = 70 - 100MPa.

Trị số ứng suất cắt cho phép $[\tau_c]$ đối với thép và gang có thể lấy như sau:

Khi chịu tải trọng tĩnh $[\tau_c]$ = 120MPa;

Khi chịu tải trọng va đập nhẹ $[\tau_c]$ = 90 MPa.

Khi chịu tải trọng va đập mạnh $[\tau_c]$ = 50MPa.

2. Ghép bằng then hoa

2.1. Các loại then hoa - Ưu, nhược điểm

Ghép bằng then hoa là ghép moay-ơ vào trục nhờ các răng của trục lồng vào các rãnh đã được chế tạo sẵn trên moay-ơ. Loại mối ghép này, nhất là mối ghép then hoa răng chữ nhật, có thể coi như mối ghép nhiều then, các then làm liền với trục.

2.1.1. Ưu điểm

So với ghép then, ghép then hoa có những ưu điểm sau

- Đảm bảo mối ghép được đúng tâm hơn và dễ di động tiết máy trên trục.

- Khả năng chịu tải lớn hơn so với mối ghép then cùng kích thước, do diện tích bề mặt làm việc lớn hơn và tải trọng phân bố đều hơn trên bề mặt răng.

- Độ bền mỏi cao hơn, chịu va đập và tải trọng động tốt hơn.

2.1.2. Nhược điểm

Ghép bằng then hoa có những nhược điểm sau

- Có tập trung ứng suất ở góc rãnh tuy ít hơn so với ghép bằng then.

- Cần có những dụng cụ và thiết bị chuyên môn để chế tạo và kiểm tra.

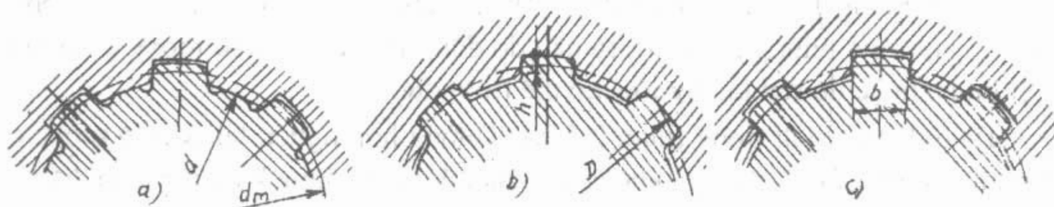
2.1.3. Phân loại

Ghép bằng then hoa có thể chia ra làm hai loại: Ghép cố định trong đó moay-ơ được cố định trên trục (không thể trượt dọc trục); ghép di động, moay-ơ có thể trượt dọc trục.

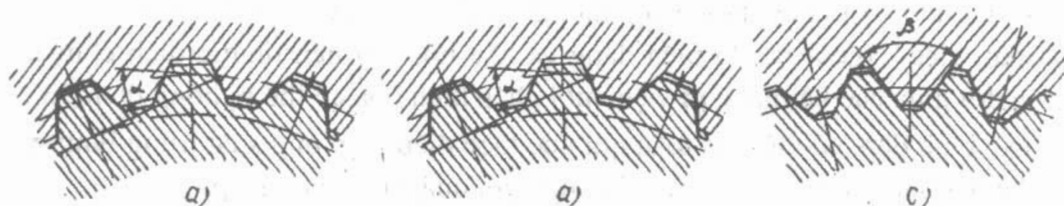
Trong trường hợp ghép di động, trục có dạng hình trụ; còn trường hợp ghép cố định, trục có thể chế tạo hình trụ hoặc hình côn. Then hoa hình côn làm cho moay-ơ khít vào trục, làm việc tốt ngay cả khi chịu tải trọng thay đổi. Mối ghép này chủ yếu được dùng trong ôtô, máy kéo v.v... Ở đây chúng ta chỉ nghiên cứu mối ghép then hoa hình trụ.

2.1.4. Các dạng răng của then hoa:

Dạng răng trong mối ghép then hoa có thể là răng chữ nhật (hình 2-21), răng thân khai (hình 2-22 a, b) hoặc răng tam giác (hình 2-22 c).



Hình 2-21



Hình 2-22

Hiện nay, then hoa răng chữ nhật được dùng nhiều hơn cả.

Kích thước của then hoa được chọn trong các sổ tay thiết kế cơ khí.

* Then hoa răng thân khai có nhiều ưu điểm so với then hoa răng chữ nhật:

- Độ bền mỏi cao hơn do chân răng dày hơn và không có góc lượn đột ngột, vì vậy ứng suất tập trung không lớn lắm.

- Các phần tử của mối ghép được chế tạo bằng các phương pháp hoàn thiện hơn, bảo đảm độ chính xác gần bằng độ chính xác bánh răng.

- Đạt được độ đồng tâm cao hơn.

- Giá thành rẻ hơn vì được cắt bằng dụng cụ đơn giản (như dao phay vít), giảm bớt số loại dao phay (với một dao phay có thể chế tạo được nhiều trục then hoa cùng môđun nhưng đường kính và số răng khác nhau) v.v...

* Then hoa răng tam giác (hình 2-22c) được dùng khi mômen xoắn không lớn lắm, thường dùng kết hợp với lắp ép.

2.1.5. Các phương pháp định tâm then hoa

Có 3 phương pháp để định tâm mối ghép then hoa

- Theo cạnh bên (hình 2-21c; 2-2a; 2-22c): Định tâm theo cạnh bên không bảo đảm được chính xác độ đồng tâm giữa moay-ơ và trục, nhưng tải trọng phân bố đều trên các răng. Vì vậy, kiểu lắp này dùng cho các mối ghép chịu mômen xoắn lớn nhưng không yêu cầu cao về độ đồng tâm.

- Theo đường kính ngoài (hình 2-21b; 2-22b): Dùng kiểu lắp theo đường kính ngoài, trong những kết cấu yêu cầu độ đồng tâm cao khi lỗ moay-ơ không nhiệt luyện hoặc độ rắn không lớn, có thể truốt được.

- Theo đường kính trong (hình 2-21a): Trường hợp ngược lại, khi lỗ moay-ơ được nhiệt luyện có độ rắn lớn, không thể truốt được thì dùng kiểu lắp theo đường kính trong. Lắp theo đường kính trong có thể đạt được độ đồng tâm cao hơn.

2.2. Tính then hoa

Cũng như mối ghép then bằng, mối ghép then hoa có thể bị hỏng do dập bề mặt làm việc. Ngoài ra, do biến dạng và khe hở, gây nên những dịch chuyển tương đối giữa các bề mặt làm việc, mối ghép then hoa có thể bị hỏng do mòn.

Để tránh dập, có thể tính toán qui ước theo điều kiện ứng suất trung bình σ_d trên bề mặt làm việc của then hoa không vượt quá trị số cho phép.

$$\sigma_d = 2T/d_m lhZ\psi \leq [\sigma_d] \qquad (2\text{-}29)$$

Trong đó T - mômen xoắn truyền qua mối ghép, N.mm; l - chiều dài mối ghép, mm; d_m - đường kính trung bình của then hoa, mm, (hình 2-21a); Z - số răng; ψ = 0,7 ÷ 0,8 - hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên các răng; $[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép, MPa, lấy theo bảng dưới; h - chiều cao bề mặt tiếp xúc của răng, mm, đối với răng chữ nhật (hình 2-21).

$h = (D-d)/2 - 2f$; $d_m = (D + d)/2$.

f - Cạnh vát đỉnh răng;

đối với răng thân khai (hình 2-22a, b)

$h = 0{,}8m$; $d_m = mZ$;

m - mô đun của răng;

đối với răng tam giác (hình 2-22c)

$h = (D_h - d_a)/2$; $d_m = mZ$

Trị số ứng suất dập cho phép của then hoa.

Kiểu ghép	Điều kiện sử dụng	Ứng suất dập cho phép, MPa	
		Bề mặt then hoa	
		Không nhiệt luyện	Có nhiệt luyện
Ghép cố định	Nặng (có va đập)	35 - 50	40 - 70
	Trung bình	60 - 100	100 - 140
	Nhẹ	80 - 120	120 - 200
Ghép di động	Nặng (có va đập)		3 - 10
	Trung bình		5 - 15
	Nhẹ		10 - 20

Để hạn chế mòn cần bảo đảm điều kiện

$$\sigma_m = 2T/d_m lhZ \leq [\sigma_m] \qquad (2\text{-}30)$$

Trong đó $[\sigma_m]$ - ứng suất cho phép khi tính về mòn răng then hoa, cho trong các tài liệu tính toán then hoa.

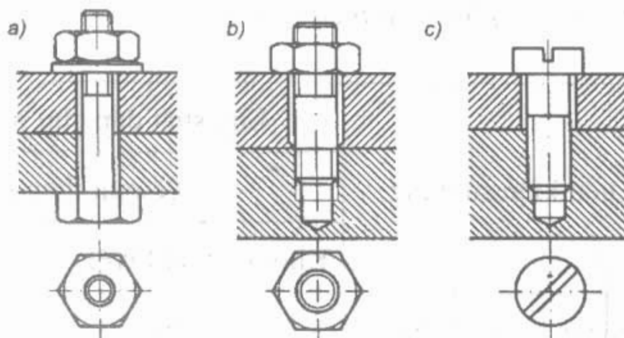
Vì những kích thước then hoa đã được tiêu chuẩn hóa và chọn theo đường kính của trục, cho nên tính then hoa thường là định chiều dài tính toán l của răng hoặc kiểm nghiệm ứng suất trên bề mặt làm việc theo các công thức trên.

V. GHÉP BẰNG REN

1. Khái niệm chung

1.1. Cấu tạo, phạm vi ứng dụng

Ghép bằng ren là loại ghép có thể tháo được. Các tiết máy được ghép lại với nhau nhờ có ren trên chúng như: Bulông và đai ốc, vít cấy, vít v.v... (hình 2-23)



Hình 2-23

a) Bu lông; b) Vít cấy c) Vít

Ghép bằng ren được dùng rất nhiều trong các ngành chế tạo máy. Các tiết máy có ren chiếm trên 60% tổng số chi tiết trong các máy hiện đại. Mối ghép ren cũng được dùng nhiều trong các dàn cần trục và các kết cấu thép dùng trong việc xây dựng.

1.2. Ưu, nhược điểm

a. Ưu điểm: Sở dĩ mối ghép bằng ren được dùng nhiều vì có những ưu điểm như: cấu tạo đơn giản; có thể cố định các tiết máy ở bất kỳ vị trí nào (nhờ khả năng tự hãm); dễ tháo lắp, giá thành tương đối hạ (vì được tiêu chuẩn hóa và chế tạo sẵn bằng các phương pháp có năng suất cao).

b. Nhược điểm: Nhược điểm chủ yếu của mối ghép ren là có tập trung ứng suất tại chân ren, do đó làm giảm độ bền mỏi của mối ghép.

2. Ren

2.1. Phân loại

a. Theo mặt cơ sở hình thành ren: Ren được tạo thành trên cơ sở đường xoắn ốc trụ hoặc xoắn ốc côn. Nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt cơ sở là mặt trụ, ta có ren trên hình trụ, gọi tắt là *ren hình trụ*; nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt côn, ta có ren trên hình côn, gọi tắt là *ren hình côn*. Ren hình trụ được dùng phổ biến hơn cả. Ren hình côn thường chỉ dùng để ghép kín các ống, các bình dầu, nút dầu v.v...

b. Theo chiều của đường xoắn ốc: Có *ren phải và ren trái*. Ren phải đi lên về phía phải, còn ren trái đi lên về phía trái.

c. Theo số đầu mối đường xoắn ốc: Có các loại *ren một mối, ren hai mối, ba mối* v.v... Ren một mối được dùng nhiều hơn cả. *Tất cả các ren dùng trong lắp ghép là ren một mối.*

d. Theo công dụng và theo hình dạng tiết diện:

- *Ren ghép chặt,* dùng để ghép chặt các tiết máy lại với nhau. Ren ghép chặt gồm các loại ren: *ren hệ mét* (hình 2-24), *ren ống* (hình 2-25), *ren tròn* (hình 2-26); *ren vít gỗ* (hình 2-27).

- *Ren truyền động và chịu tải* (trong vít nâng và vít cái...), dùng để truyền chuyển động hoặc để điều chỉnh. Ren của cơ cấu vít có các loại: *ren vuông (hình 2-28), ren hình thang cân* (hình 2-29), *ren hình răng cưa* (hoặc hình thang không cân) (hình 2-30).

Đối với ren ghép chặt, yêu cầu chủ yếu là phải có độ bền cao, ma sát lớn để giữ cho mối ghép không tự lỏng ra.

Ren truyền động cần có hiệu suất cao và bền mòn, cho nên yêu cầu trị số tổn thất do ma sát phải nhỏ.

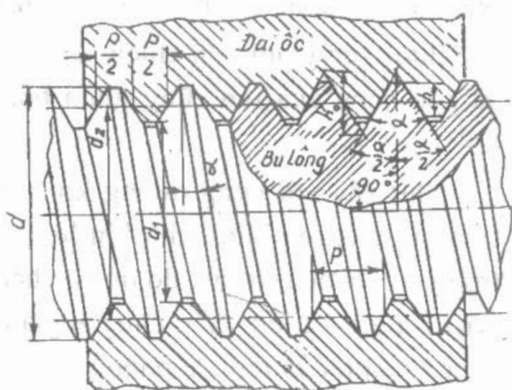
Ren tam giác là loại ren chủ yếu dùng để ghép chặt, còn ren vuông hoặc ren hình thang được dùng trong các cơ cấu vít.

2.2. Các thông số hình học chủ yếu của ren

Ren (hình trụ) được đặc trưng bởi các *thông số hình học* chủ yếu sau đây (hình 2-24)

d- đường kính ngoài của ren, là đường kính hình trụ bao đỉnh ren ngoài (bulông, vít): đường kính này là đường kính danh nghĩa của ren;

d_1 - đường kính trong của ren, là đường kính hình trụ bao đỉnh ren trong;



Hình 2-24

d_2 - đường kính trung bình, là đường kính hình trụ phân đôi tiết diện ren, trên đó chiều rộng ren bằng chiều rộng rãnh. Đối với các ren tam giác có đường kính trong và đường kính ngoài cách đều đỉnh tam giác của ren và rãnh ren, và đối với ren vuông.

$d_2 = (d + d_1)/2$;

h - chiều cao tiết diện làm việc của ren;

P - bước ren, là khoảng cách giữa hai mặt song song của hai ren kề nhau, đo theo phương dọc trục bulông hay vít:

P_x - bước đường xoắn ốc, đối với ren một mối $P_x = P$, đối với ren có n mối $P_x = nP$;

α - góc tiết diện ren;

γ - góc nâng của ren, là góc làm bởi tiếp tuyến của đường xoắn ốc (trên hình trụ trung bình) với mặt phẳng vuông góc với trục của ren:

$$tg\gamma = P_x/\pi d_2 \qquad (2\text{-}31)$$

Các thông số hình học và dung sai kích thước của phần lớn các loại ren đã được tiêu chuẩn hóa và có thể tra cứu trong các sổ tay kỹ thuật.

2.3. Các loại ren tiêu chuẩn thông dụng

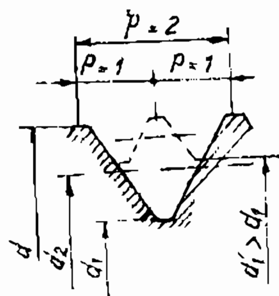
a. Ren hệ mét (hình 2-24) có tiết diện là tam giác đều, góc ở đỉnh $\alpha = 60^0$. Tất cả các kích thước của ren được đo bằng mm.

Ren hệ mét được chia ra làm hai loại: *ren hệ mét bước lớn và ren hệ mét bước nhỏ*, các kích thước đã được tiêu chuẩn hóa.

Ký hiệu của ren hệ mét bước lớn là M, tiếp sau là trị số đường kính, như M14, còn đối với ren bước nhỏ thì ghi thêm trị số của bước ren nhỏ, như: Ren bước nhỏ hệ mét, đường kính 14mm, bước ren 0,75, ký hiệu là M14 x 0,75.

Bước ren giảm nên chiều sâu rãnh ren (hình 2-25) và góc nâng của ren cũng giảm bớt - xem công thức (2-31).

Như vậy với cùng đường kính ngoài, đường kính trong d_1 của ren bước nhỏ lớn hơn so với đường kính trong của bước ren lớn, do đó sức bền của thân bulông (vít) cũng tăng lên. Góc nâng λ giảm sẽ làm tăng khả năng tự hãm của ren, đề phòng được sự tự nới lỏng của mối ghép.



Hình 2-25

Ren bước nhỏ ngày càng được dùng rộng rãi trong các tiết máy chịu tải trọng va đập, các tiết máy nhỏ hoặc có vỏ mỏng (trong máy bay, máy chính xác, máy vô tuyến điện v.v...).

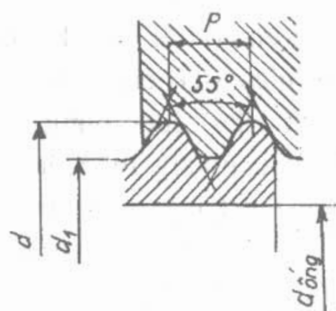
Tuy nhiên đối với ngành chế tạo máy, *ren bước lớn vẫn được dùng chủ yếu* trong lắp ghép vì độ bền của ren ít chịu ảnh hưởng của những sai sót do chế tạo gây nên và cũng lâu hỏng vì mòn hơn ren bước nhỏ.

b. Ren hệ Anh

Có tiết diện hình tam giác cân, góc ở đỉnh $\alpha = 55^0$. Đường kính được đo bằng tấc Anh (1 inch = 25,4mm), bước ren được đặc trưng bởi số ren trên chiều dài 1 tấc Anh. Chúng ta không dùng ren hệ Anh trong thiết kế các máy mới mà chỉ dùng khi thay thế các tiết máy của một số máy nhập.

c. Ren ống: Dùng để ghép kín các ống hình (2-26).

Ren ống có hình dạng kích thước theo ren hệ Anh bước nhỏ (thành ống mỏng nên cần bước ren nhỏ), tiết diện ren là tam giác cân có góc ở đỉnh $\alpha = 55^0$, đỉnh ren và chân ren làm lượn tròn, khi lắp không có khe hở để bảo đảm kín. *Đường kính danh nghĩa của ống là đường kính trong của ống.*



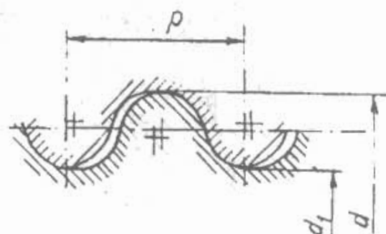
Hình 2-26

Ngoài ren ống hình trụ, còn dùng ren ống hình côn, độ kín cao hơn vì lúc vặn chặt các đỉnh ren bị biến dạng dẻo. Tuy nhiên, ren ống hình côn chế tạo đắt hơn.

Hiện nay cũng đã dùng ren hệ mét bước nhỏ để ghép các ống.

d. Ren tròn

Được dùng chủ yếu trong các bulông, vít chịu tải trọng va đập lớn hoặc trong các tiết máy làm việc trong môi trường bẩn và cần nối, tháo luôn (vòi cứu hỏa, bộ phận nối toa v.v...) như hình 2-27.

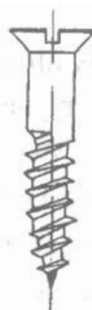


Hình 2-27

Ngoài ra, ren tròn được dùng trong các tiết máy có vỏ mỏng (đui đèn, chuôi bóng đèn, đuôi đèn pin, các mối nối của mặt nạ phòng độc v.v...) hoặc trong các vật phẩm đúc bằng gang hoặc chất dẻo.

e. Ren vít gỗ

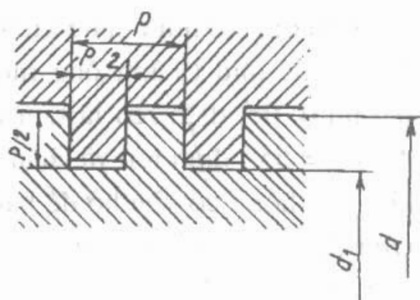
Dùng ghép gỗ hoặc các vật liệu có độ bền thấp (hình 2-28), có tiết diện tam giác, chiều rộng rãnh lớn hơn nhiều so với chiều dày ren, để đảm bảo độ bền đều (về cắt) của ren vít thép và ren của vật liệu được bắt vít.



Hình 2-28

f. Ren vuông

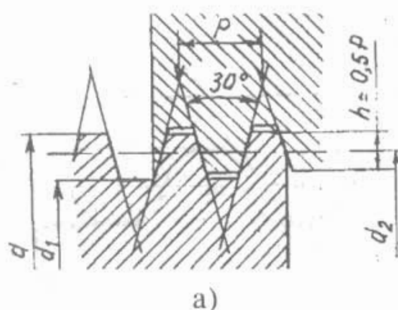
Ren có tiết diện là hình vuông, $\alpha = 0$, nên hiệu suất cao. Trước kia loại ren này (hình 2-29) được dùng nhiều trong các cơ cấu vít, nhưng hiện nay ít dùng và được thay thế bằng ren hình thang vì khó chế tạo, độ bền không cao, khó khắc phục khe hở dọc trục sinh ra do mòn.



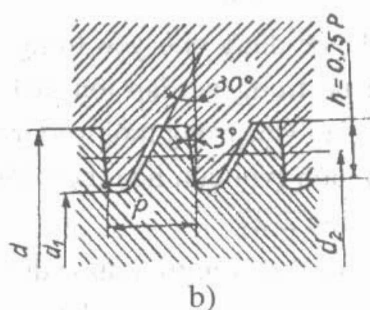
Hình 2-29

g. Ren hình thang

Có tiết diện là hình thang cân (hình 2-30a) hoặc hình thang không cân - ren hình răng cưa (hình 2-30b), có độ bền cao hơn ren vuông.



a)



b)

Hình 2-30

Ren hình thang cân ($\alpha = 30^0$) được dùng trong truyền động chịu tải theo hai chiều.

Ren răng cưa được dùng trong truyền động chịu tải một chiều (trong kích vít, máy ép v.v...). Mặt chịu lực có góc nghiền nhỏ (3^0), làm giảm tổn thất về ma sát.

3. Các tiết máy dùng trong mối ghép ren

3.1. Bulông

a. Công dụng: Bulông (và đai ốc) được dùng để ghép các tiết máy: a) Có chiều dày không lớn lắm; b) Làm bằng vật liệu có độ bền thấp, nếu làm ren trên tiết máy, ren không đủ bền; c) Cần tháo lắp luôn.

b. Các loại bulông: Theo phương pháp và độ chính xác chế tạo, có ba loại bulông thô, nửa tinh và tinh.

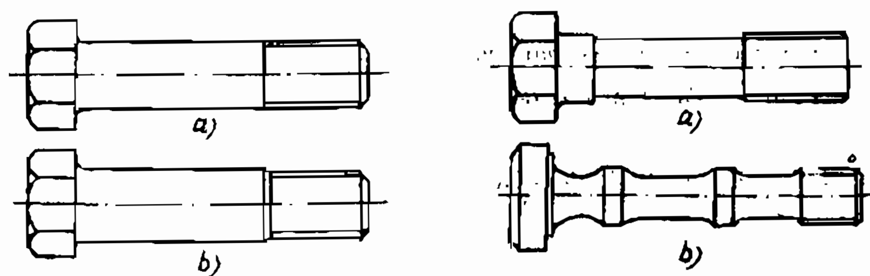
- Bulông thô: Được chế tạo từ thép tròn, đầu được dập nguội, dập nóng hoặc rèn, ren được tiện hoặc cán lăn. Bulông thô dùng trong các mối ghép không quan trọng hoặc trong các kết cấu bằng gỗ.

- Bulông nửa tinh: Cũng được chế tạo như đối với bulông thô, ngoài ra có gia công thêm mặt tựa của đầu bulông và các mặt mút của bulông.

- Bulông tinh: Được chế tạo từ thép sáu cạnh, tất cả các phần đều được gia công cơ khí. Có hai loại bulông tinh: loại thông thường, lắp vào lỗ có khe hở và loại lắp vào lỗ không có khe hở, đường kính phần có ren nhỏ hơn đường kính phần không có ren (hình 2-31b).

c. Kết cấu:

Là một thanh hình trụ tròn có ren để vặn đai ốc, đầu bulông có hình vuông, sáu cạnh (hình 2-31).

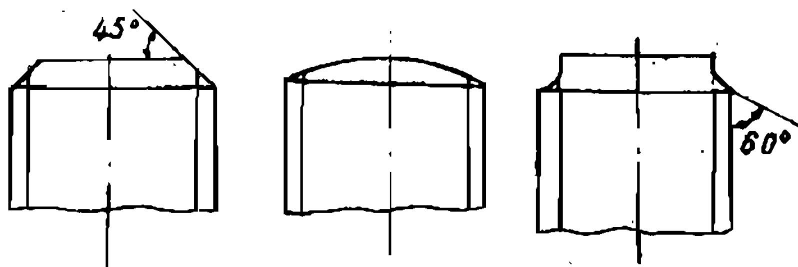


Hình 2-31. Các kiểu Bulông

Có nhiều kiểu đầu bulông, nhưng đầu có sáu cạnh là thường dùng hơn cả. Chỗ nối giữa mặt tựa của đầu với thân bulông phải có góc lượn để giảm tập trung ứng suất.

Đường kính phần không có ren của thân bulông lấy bằng đường kính ngoài d của ren. Để tăng thêm sức bền của bulông chịu tải trọng thay đổi theo chiều trục của bulông, đường kính phần không có ren nên lấy nhỏ bớt (hình 2-31c,d).

Mặt cuối của bulông là mặt côn hoặc chỏm cầu hoặc mặt trụ tròn (hình 2-32), dùng nhiều hơn cả là mặt cuối hình côn, mặt cuối hình chỏm cầu khó chế tạo. Mặt cuối hình trụ tròn được dùng trong mối ghép không có khe hở, khi tháo bulông có thể đóng trên mặt cuối.



Hình 2-32. Các loại mặt mút cuối

Chiều dài của bulông được lấy theo kết cấu mối ghép.

Ngoài các bulông thông thường trên đây, trong thực tế còn dùng các loại bulông đặc biệt như bulông bệ, bulông chốt v.v...Các loại bulông đã được tiêu chuẩn hoá, có thể tra các kích thước và lựa chọn kết cấu bulông trong các sổ tay kỹ thuật.

3.2. Vít

a. Công dụng: Vít được dùng trong trường hợp mối ghép không có chỗ để chứa đai ốc, cần giảm khối lượng mối ghép (nhưng tiết máy được ghép cần có đủ chiều dày để làm lỗ ren), hoặc một trong các tiết máy được ghép khá dày.

khác với bulông ở chỗ là đầu có ren không vặn vào đai ốc mà vặn trực tiếp vào lỗ ren của tiết máy được ghép (hình 2-23c).

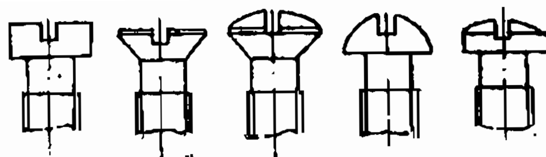
b. Các loại vít:

Ngoài các vít dùng để ghép chặt, còn có các loại vít định vị, để cố định vị trí tương đối của các tiết máy và vít điều chỉnh để điều chỉnh vị trí tiết máy.

Vít vòng, thường gọi là bulông vòng, là biến thể của vít, đầu có hình vòng khuyên. Vít vòng được bắt vào vỏ máy, vỏ động cơ điện hoặc nắp hộp giảm tốc v.v... để vận chuyển hoặc lắp máy được thuận tiện.

c/ Kết cấu vít:

Đầu vít có rất nhiều kiểu: hình vuông, sáu cạnh (như bulông) hoặc có rãnh để vặn; rãnh có thể là rãnh thẳng hoặc rãnh chữ thập (hình 2-33) v.v...



Hình 2-33

3.2. Vít cấy

Vít cấy là một thanh trụ tròn hai đầu có ren, một đầu vặn vào lỗ ren của một trong các tiết máy được ghép, đầu kia xuyên qua lỗ không có ren của tiết máy khác (đường kính lỗ không có ren lớn hơn đường kính vít cấy) và vặn với đai ốc (hình 2-23b).

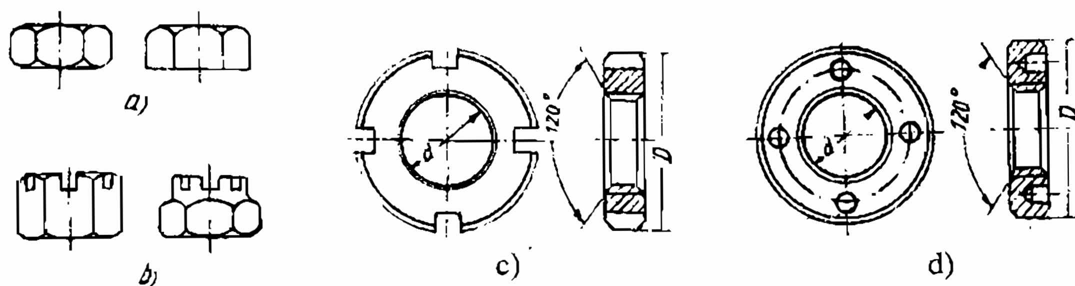
a. Công dụng:

Vít cấy được dùng trong trường hợp một trong các tiết máy được ghép quá dày (không dùng được bulông) lại cần tháo lắp luôn (dùng vít sẽ chóng hỏng lỗ ren). Khi tháo chỉ cần vặn đai ốc là có thể lấy rời các tiết máy.

3.3. Đai ốc

Có nhiều kiểu khác nhau, nhưng dùng nhiều nhất là đai ốc sáu cạnh (hình 2-34). Ứng với các loại bulông thô, nửa tinh và tinh cũng có các loại đai ốc thô, đai ốc nửa tinh và đai ốc tinh.

Ngoài loại đai ốc sáu cạnh trơn còn có đai ốc sáu cạnh xẻ rãnh để cắm chốt chẻ (hình 2-34b).

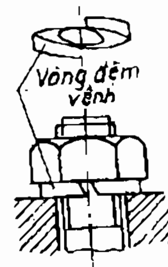


Hình 2-34

Nếu tải trọng tương đối nhỏ người ta còn dùng đai ốc tròn có xẻ rãnh hoặc làm lỗ trên mặt mút đai ốc (hình 2-34c,d).

3.4. Vòng đệm

Làm bằng thép mỏng đặt giữa đai ốc và tiết máy được ghép, có tác dụng bảo vệ bề mặt tiết máy khỏi bị cạo xước khi vặn đai ốc, đồng thời làm tăng diện tích tiếp xúc giữa bề mặt với đai ốc, do đó ứng suất dập giảm xuống (hình 2-23a).



Hình 2-35

Ngoài ra còn dùng vòng đệm vênh (hình 2-35), ma sát phụ được tạo nên do lực đàn hồi của vòng đệm. Vặn chặt đai ốc, lực đàn hồi do vòng đệm vênh bị biến dạng luôn luôn tác dụng lên đai ốc và tiết máy được ghép, do đó giữa ren đai ốc và bulông luôn có ma sát. Thêm vào đó, miệng của vòng đệm vênh tỳ vào bề mặt tiếp xúc cũng có tác dụng ngăn đai ốc không tự nới lỏng. Phương pháp này được dùng khá rộng rãi. Nhược điểm chủ yếu là gây nên lực lệch tâm bulông.

4. Vật liệu

Vật liệu chủ yếu dùng cho các tiết máy có ren là thép các bon thông thường, thép các bon chất lượng tốt hoặc thép hợp kim. Tiêu chuẩn qui định 12 cấp bền đối với bulông, vít và vít cấy bằng thép. Bảng 5.1 trình bày cấp bền và cơ tính của một số mác thép chế tạo tiết máy có ren.

Cơ tính một số mác thép chế tạo tiết máy có ren

Bảng 5.1

Cấp bền của bulông	σ_b, MPa		σ_{ch} MPa	Mác thép	
	min	max		Bulông	Đai ốc
3.6	300	490	200	CT3; C10	CT3
4.6	400	550	240	C20	CT3
5.6	500	700	300	C30; C35	C10
6.6	600	800	360	C35; C45; 40Mn	C15
8.8	800	1000	640	35Cr; 38CrA	C20; C35; C45
10.9	1000	1200	900	40Mn; 40Cr	35Cr; 38CrA

Chú thích: Cấp bền của bulông được biểu thị bằng hai số. Số đầu nhân với 100 cho trị số giới hạn bền nhỏ nhất tính bằng MPa, số thứ hai chia cho 10 biểu thị tỷ số giới hạn chảy với giới hạn bền σ_{ch}/σ_b.

Chọn vật liệu phải căn cứ vào điều kiện làm việc, khả năng chế tạo và các yêu cầu về kích thước khuôn khổ và khối lượng. Nếu không có những yêu cầu đặc biệt, người ta thường chế tạo bulông, vít... bằng thép CT3 hoặc thép C10, C20, C30 v.v... Thép C35, C45 nhiệt luyện đạt cơ tính cao được dùng khi cần giảm kích thước, khối lượng kết cấu. Dùng bulông thép hợp kim giới hạn bền có thể đến 1800MPa hoặc hơn nữa. Trường hợp cần giảm khối lượng, người ta dùng bulông bằng hợp kim titan.

Đai ốc được chế tạo bằng cùng loại vật liệu như bulông hoặc vật liệu có độ bền thấp hơn chút ít.

5. Tính mối ghép ren

Vì tình hình làm việc của vít, vít cấy cũng giống như của bulông, cho nên cách tính độ bền của chúng cũng giống như cách tính độ bền của bulông, được trình bày chung ở đây.

5.1. Các dạng hỏng của bulông và chỉ tiêu tính toán

Khi chịu lực tác dụng, bulông có thể bị hỏng với các dạng sau:

- Thân bulông bị kéo đứt tại phần có ren hoặc tại tiết diện sát đầu bulông;
- Ren bị hỏng do dập, mòn, bị cắt hoặc bị uốn.
- Đầu bulông bị dập, cắt hoặc uốn.

Trên cơ sở các tính toán nhằm đảm bảo điều kiện độ bền đều giữa các phần tử của bulông và đai ốc, người ta xác định được các quan hệ kích thước hợp lý kết cấu bulông, đai ốc và qui định trong các tiêu chuẩn.

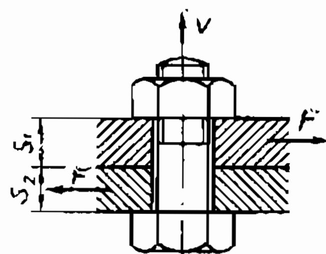
Vì vậy đối với bulông và đai ốc tiêu chuẩn, chỉ cần tính theo độ bền kéo của thân bulông để tìm đường kính trong d_1 rồi theo d_1 tra các kích thước khác (đường kính danh nghĩa d, kích thước đầu bulông v.v...) và các chi tiết kèm theo khác như đai ốc, vòng đệm . . trong các bảng tiêu chuẩn. Tải trọng tác dụng có hai dạng: Tải trọng tĩnh và tải trọng thay đổi; trong giáo trình này chỉ xét đến tải trọng tĩnh, còn trường hợp tải trọng thay đổi có thể xem trong tài liệu tham khảo ghi ở cuối sách.

5.2. Tính bulông lắp có khe hở

5.2.1. Trường hợp tải trọng vuông góc với trục bulông

Trường hợp lực tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với trục bulông, qui ước gọi là lực ngang, bulông được tính theo điều kiện đảm bảo cho mối ghép không bị trượt. Phải xiết bu lông để tạo nên lực V ép các tấm ghép, sinh ra lực

ma sát F_{ms} giữ các tấm ghép không trượt khi chịu tác dụng của lực ngoài. Gọi F là lực tác dụng lên mối ghép hoặc phần mối ghép có 1 bulông, lực xiết V phải thỏa mãn điều kiện.



Hình 2-36

$F_{ms} = ifV > F$

hoặc: $V = \dfrac{nF}{if}$ (2-32)

Trong đó: f - hệ số ma sát đối với các tấm thép hoặc gang có thể lấy f = 0,15 ÷ 0,20;

n - hệ số an toàn, thường lấy 1,3÷1,5;

i - số bề mặt tiếp xúc giữa các tấm thép, trường hợp hình 5-15, i = 1.

Bulông được tính toán theo điều kiện bền:

$$1{,}3V/F_1 \leq [\sigma_k] \qquad (2\text{-}33)$$

F_1- Diện tích tiết diện bulông tại đường kính chân ren d_1, $F_1 = \dfrac{\pi d_1^2}{4}$

Thay trị số V theo công thức (2-32) vào biểu thức trên đây ta tìm được đường kính d_1 của bulông:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1{,}3.4nF}{\pi if[\sigma_k]}} \qquad (2\text{-}34)$$

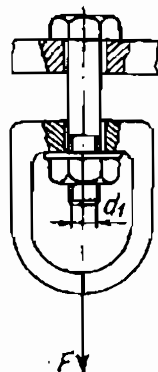
Hệ số an toàn [n] khi lực xiết không được kiểm soát

Bảng 5.2

Vật liêu bulông	Giá trị của [n] khi đường kính chân ren d_1(mm)		
	M6-M16	M16-M30	M30-M60
Thép các bon	4-3	3-2	2-1,3
Thép hợp kim	5-4	4-2,5	2,5

b. Trường hợp tải trọng dọc trục bulông

Trong trường hợp này đai ốc không được xiết chặt, lực xiết ban đầu không có, thí dụ như bulông của móc treo (hình 5-16) hoặc phần có ren của đoạn cuối móc cần trục.



Hình 2-37

Gọi F là ngoại lực tác dụng dọc trục bulông, ta có:

$\sigma = F/(\pi d_1^2/4) \leq [\sigma_k]$

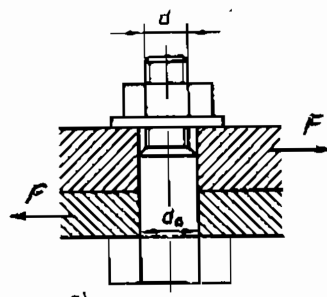
Do đó tính ra đường kính trong d_1 cần thiết của bulông:

$$d_1 \geq \sqrt{4F/\pi[\sigma_k]} \qquad (2\text{-}35)$$

$[\sigma_k]$ - ứng suất kéo cho phép của vật liệu bulông.

5.3. Tính bulông lắp không có khe hở

Bulông lắp vào lỗ doa, thân bulông được gia công nhẵn, kích thước đường kính khá chính xác đảm bảo lắp không có khe hở với lỗ. Thân bulông được tính theo ứng suất cắt và ứng suất dập.



Hình 2-38

Điều kiện bền về cắt: $\tau = \dfrac{4F}{\pi d_0^2 i} \leq [\tau]$ (2-36)

Trong đó: d_0 - đường kính thân bulông (đường kính lỗ, hình 5-17);

i - số bề mặt chịu cắt của thân đinh, trên hình 5-17, i = 1

Đường kính thân bulông được xác định theo công thức:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i[\tau]}} \qquad (2\text{-}37)$$

Thông thường đối với mối ghép không có khe hở giữa lỗ và thân bulông tải trọng được giới hạn bởi điều kiện về cắt. Tuy nhiên, trong trường hợp tỷ số s_1/d_0 hoặc s_2/d_0 (s_1, s_2 - chiều dày tấm ghép, hình 5-17) tương đối nhỏ hoặc độ bền dập của các tấm ghép thấp hơn của bulông, ta cần kiểm nghiệm điều kiện bền dập:

$$d_0 \geq \frac{F}{sd_0} \leq [\sigma_d] \qquad (2\text{-}38)$$

Nếu vật liệu các tấm giống nhau, δ lấy theo trị số nhỏ trong hai trị số s_1 và s_2. Tại vùng kề mặt phẳng ghép có sự tập trung ứng suất dập, tỷ số s/d_0 càng lớn thì tập trung ứng suất càng nhiều, do đó nếu $s/d_0 > 1$ trong công thức (5-7) ta lấy $s = d_0$.

So sánh hai phương án lắp bulông có khe hở và không khe hở, có thể thấy phương án thứ nhất rẻ hơn vì không đòi hỏi bulông và lỗ có kích thước chính xác. Tuy nhiên, kích thước của bulông lắp có khe hở phải lớn hơn, vì để chịu được cùng một lực F như trong trường hợp lắp không khe hở, theo công thức (5-1), với $i = 1$, $n = 1,5$ và $f = 0,15$, cần phải xiết bulông để có:

$$V = nF/if = 10F$$

Như vậy tải trọng mà bulông chịu trong trường hợp này có trị số gấp 10 lần lực ngoài.

Chương 3

TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

- Trình bày được cấu tạo, ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng của từng bộ truyền động.

- Phân tích được tình hình làm việc, các dạng hư hỏng, chỉ ra được nguyên nhân và chọn được phương án hợp lý trong thực tế sửa chữa, lắp ráp hệ thống dẫn động cơ khí cho các máy công tác.

- Tính toán, thiết kế và kiểm tra được các bộ truyền khi cho trước điều kiện làm việc.

I. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BỘ TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

1. Khái niệm

- Các bộ truyền động cơ khí là khâu nối giữa động cơ và bộ phận công tác của máy để giải quyết những nhiệm vụ đặt ra cho máy.

Chẳng hạn đối với ôtô và máy vận chuyển, khi khởi động cần mômen xoắn lớn, khi chuyển động lại đòi hỏi vận tốc có trị số và chiều thay đổi, các yêu cầu đó bản thân động cơ không thể đáp ứng được, vì động cơ chỉ có thể làm việc ổn định trong phạm vi hẹp của sự thay đổi vận tốc và mômen. Ngoài ra, đa số các thiết bị công nghệ, vận tốc làm việc của các bộ phận công tác thường thấp hơn tốc độ hợp lý của động cơ điện tiêu chuẩn, nếu dùng động cơ tốc độ thấp kích thước sẽ lớn, giá đắt, mặt khác nhiều khi dùng một động cơ để dẫn động các bộ phận máy làm việc với vận tốc khác nhau hoặc dẫn động khâu có chuyển động tịnh tiến.

2. Nhiệm vụ và mục đích của bộ truyền

2.1. Nhiệm vụ: Truyền cơ năng từ động cơ đến các bộ phân làm việc của máy, thông thường có biến đổi vận tốc, lực hoặc mômen và đôi khi biến đổi cả đặc tính và quy luật chuyển động.

2.2. Mục đích

- Biến đổi tốc độ (Lực hoặc mômen) động cơ phù hợp tốc độ cần thiết của bộ phận công tác.

- Truyền chuyển động từ một động cơ đến nhiều cơ cấu có tốc độ làm việc khác nhau.

- Biến đổi chuyển động từ quay của động cơ thành tịnh tiến hoặc theo một quy luật nào đó.

- Vì điều kiện nào đó không thể nối trực tiếp động cơ với bộ phận công tác.

3. Phân loại bộ truyền

3.1. Truyền động ma sát: Có loại trực tiếp như bộ truyền bánh ma sát và gián tiếp như bộ truyền đai.

3.2. Truyền động ăn khớp: Có loại trực tiếp như bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít - bánh vít, có loại gián tiếp như bộ truyền xích

4. Các thông số đặc trưng cơ bản

- Công suất (KW) trục dẫn P_1 và trục bị dẫn P_2:

- Hiệu suất: $\eta = P_1/P_2$ (3-1)

- Tốc độ góc ω_1 , ω_2 ; hoặc số vòng quay trong một phút (Vg/Ph) n_1 của trục chủ động và n_2 của trục bị động.

- Tỷ số truyền: $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1/n_2$ (3-2)

- Mômen xoắn (Nmm) trên trục chủ động T_1 và trên trục bị động T_2

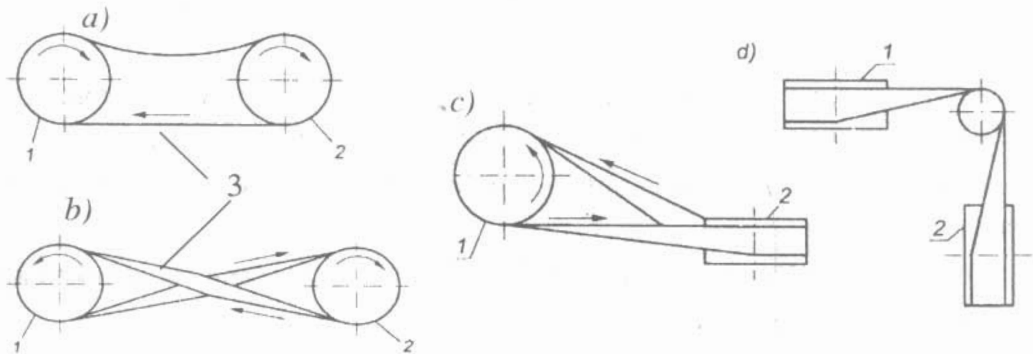
$T_1 = 9{,}55.10^6\ P_1/n_1$; $T_2 = 9{,}55.10^6\ P_2/n_2$; Suy ra: $T_2 = T_1.i.\ \eta$ (3-3)

II. TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên tắc làm việc: Truyền động đai làm việc trên nguyên tắc nhờ vào lực ma sát giữa đai với các bánh đai mà truyền chuyển động và cơ năng từ bánh đai dẫn đến bánh đai bị dẫn.

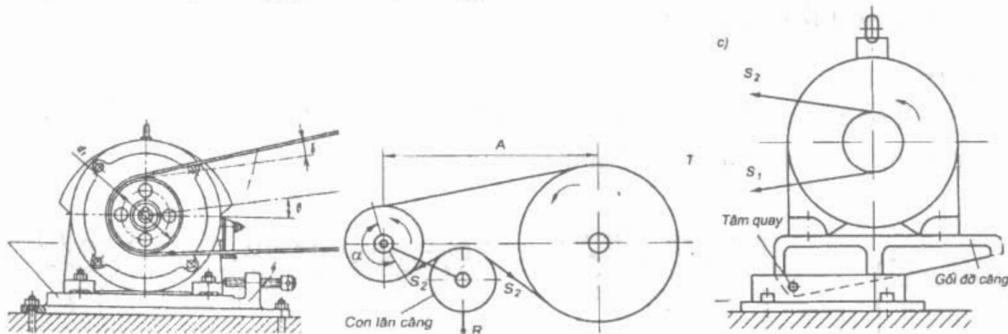
1.2. Cấu tạo



Hình 3-1

- Trên hình 3-1 là bộ truyền động đai đơn giản nhất gồm: Bánh đai chủ động 1, bánh đai bị động 2 và đai 3 được mắc lên hai bánh với lực căng ban đầu là F_0 (Nhờ bộ phận căng đai) lực căng này tạo ra lực ma sát giữa đai và bánh đai.

- Các biện pháp căng đai: Có thể dùng vít như hình 3-2a; dùng bánh căng đai, hình 3-2b; dùng gối đỡ tự căng,hình 3-2c.



Hình 3-2

a) Dùng vít căng; b) Dùng bánh căng đai; c) Dùng gối đỡ tự căng

1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

a. Ưu điểm

- Kết cấu đơn giản, giá thành hạ.

- Làm việc êm, không ồn nhờ có độ dẻo của đai, do đó thích hợp với vận tốc lớn.

- Có khả năng truyền động giữa các trục xa nhau.

- Đề phòng được quá tải cho máy nhờ đai trượt trơn trên bánh đai

b. Nhược điểm:

- Khuôn khổ kích thước lớn (Cùng một điều kiện làm việc, đường kính bánh đai thường lớn hơn khoảng 5 lần so với đường kính bánh răng).

- Tỷ số truyền không phải là hằng số do sự trượt đàn hồi không tránh khỏi của đai.

- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn do phải căng đai với lực căng ban đầu khá lớn.

- Tuổi thọ của đai thấp.

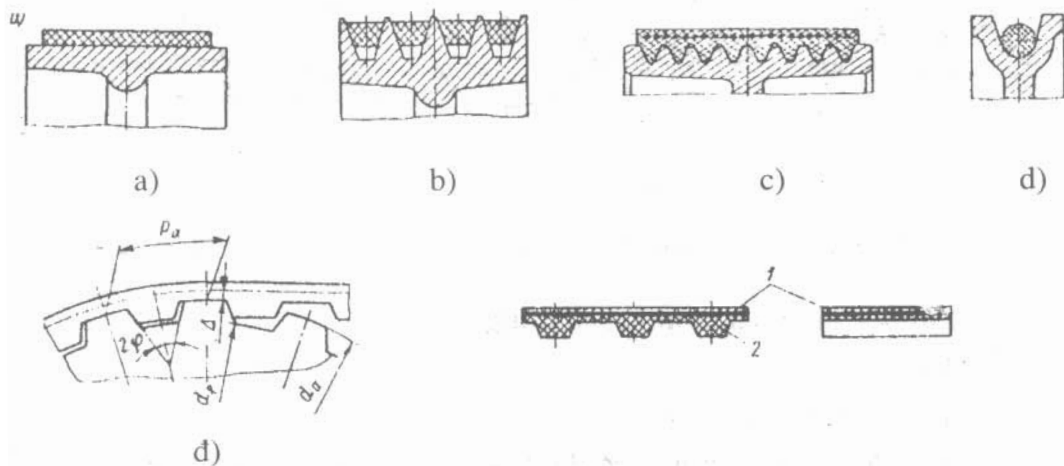
c. Phạm vi sử dụng

Truyền động đai được dùng có ưu thế trọng những trường hợp do yêu cầu kết cấu, các trục được bố trí trên những khoảng cách xa nhau. Trong hệ dẫn động cơ khí truyền động đai thường được đặt ở cấp nhanh là cấp chịu tải nhỏ hơn hoặc được bố trí sát với động cơ nhằm đề phòng quá tải cho máy. Được dùng để truyền công suất dưới 50 kW, vận tốc tới 30 m/s. Trong các máy hiện đại thường sử dụng đai hình thang và đai hình lược.

1.4. Các loại đai và bánh đai

1.4.1. Đai

Theo hình dáng tiết diện có các loại đai: Đai dẹt (a), đai thang (b), đai răng lược (c), đai tròn (d), đai răng (đ), hình 3-3.



Hình 3-3

a. Đai dẹt: Tiết diện chữ nhật, gồm có các loại đai da, đai vải cao su, đai sợi bông v.v... Hình 3-3a.

Đai da làm việc bền lâu, khả năng tải cao, chịu va đập tốt. Đai da bền mòn nên làm việc tốt trong các bộ truyền chéo. Nhược điểm của đai da là giá đắt, không dùng được ở nơi có axít, ẩm ướt, nên hiện nay ít dùng.

Đai vải cao su gồm nhiều lớp vải và cao su được sunfua hoá. Đai vải cao su có độ bền cao, đàn hồi tốt ít chịu ảnh hưởng của nhiệt độ và độ ẩm. Hiện nay đai vải cao su được dùng rộng rãi, dùng để truyền tải trọng tương đối ổn định. Không nên để dầu dây vào đai vải cao su vì dễ làm hỏng cao su. Loại đai này không chịu được va đập mạnh.

Đai sợi bông có hai loại: đai dệt dầy và đai khâu nhiều lớp. Đai sơi bông có khối lượng nhỏ, giá rẻ, dùng thích hợp ở những truyền động có vận tốc cao, công suất nhỏ. Đai sợi bông khá mềm nên có thể làm việc với các bánh đai có đường kính nhỏ. Khả năng tải và tuổi thọ của đai sợi bông thấp hơn đai da và đai cao su. Không nên dùng đai sơi bông ở những nơi ẩm ướt và nhiệt độ cao.

Đai sợi len chế tạo từ len dệt (Sợi ngang là sợi vải), tẩm hỗn hợp ôxít chì và dầu gai. Đai có tính đàn hồi khá cao nên có thể làm việc tốt khi tải trọng không ổn định hoặc có va đập và khi bánh đai có đường kính nhỏ. Đai sợi len ít chịu ảnh hưởng của môi trường (Nhiệt độ, độ ẩm, bụi, axít v.v...) nhưng khả năng tải kém hơn so với các loại đai khác. Đai sợi len giá đắt.

Đai bằng các loại vật liệu tổng hợp với nền cơ bản là nhựa pôliamít trộn với cao su nitrin (SKN - 40) hoặc nhựa nairit, liên kết với các lớp sợi tổng hợp là caprôn có độ bền và tuổi thọ cao (σ_b = 120 - 150 MPa), chịu được va đập, có thể làm việc với tốc độ cao đến 60 m/s; công suất truyền được đến 150KW đặc biệt có thể đến 3000KW.

Bảng 3.1: Kích thước của đai dẹt bằng vải cao su

Số lớp	Chiều rộng đai b (mm)	Kí hiệu đai			
		B-800 và B -820		BKNL-65 và BKNL-65-2	
		Chiều dày đai δ, mm			
		Có lớp lót	Không có lớp lót	Có lớp lót	Không có lớp lót
3	20...112	4,5	3,75	3,0	3,0
4	20...250	6,0	5,00	4,8	4,0
5	20...250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	80...250	9,0	7,50	7,2	6,0

Chú thích: Chiều rộng tiêu chuẩn của đai như sau:
20;25;(30);32;40;50;(60);63;(70);71;(75);80;(86);90;100;112;(115);(120);125;140;
(150);(160);(175);180;200;224;(225);250. (Kích trước trong dấu ngoặc nên ít dùng)

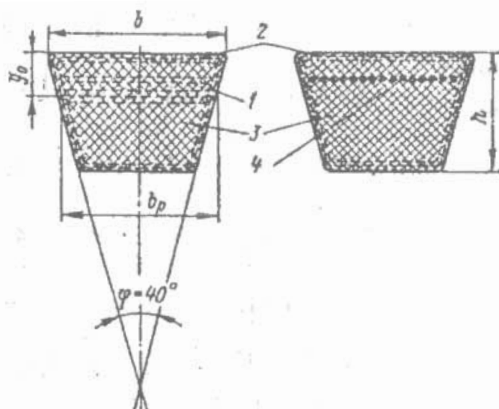
Trừ một số loại đai dẹt bằng vật liệu tổng hợp được chế tạo sẵn thành vòng kín, còn nói chung đai dẹt được chế tạo thành những băng dài. Khi dùng, tuỳ theo khoảng cách trục người ta người ta cắt ra và nối đầu đai lại thành vòng đai. Đai được nối bằng cách dán, khâu hoặc dùng các vật nối bằng kim loại như dùng các tấm kẹp và bulông v.v... Chất lượng đầu nối có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của bộ truyền đai nhất là khi vận tốc lớn và khoảng cách trục ngắn.

Kích thước chiều rộng b và chiều dầy δ của đai dẹt đã được tiêu chuẩn hoá, có thể tra cứu trong giáo trình Đồ án thiết kế máy hoặc các sổ tay kỹ thuật.

Chiều rộng tiêu chuẩn của đai sợi tổng hợp như sau: 10; 15; 20; 25; 30.

b. Đai hình thang: Đai thang được chế tạo thành một vòng khép kín, tiết diện ngang có dạng hình thang. Cấu tạo của đai gồm các lớp sợi xếp hoặc các lớp sợi bện 1 chịu kéo, lớp vải cao su 2 bọc xung quanh, lớp cao su 3 chịu nén. Mặt làm việc của đai là hai mặt bên, hai mặt bên tạo với nhau thành góc 40°,

gọi là góc chêm φ_0. Nhờ tác dụng chêm của đai vào bánh đai nên ma sát giữa đai và bánh đai tăng lên rất nhiều.



Hình 3-4. Tiết diện đai thang

Lớp sợi 1 chịu tải chủ yếu, làm bằng các sợi Caprôn, Lapxan hoặc Viscôv.v... có mô đun đàn hồi cao hơn nhiều so với cao su và được bố trí trên mặt trung hoà của đai cho nên không phải chịu mômen uốn sinh ra khi đai uốn quanh bánh đai.

Đai thang có hai loại: Đai thang thường và đai thang hẹp.

- *Đai thang thường* được dùng rộng rãi trong truyền động cơ khí. Tiêu chuẩn Việt Nam quy định bẩy loại tiết diện đai theo thứ tự từ nhỏ đến lớn: Z, O, A, B, C, D, E

- *Đai thang hẹp* được dùng riêng cho quạt và động cơ ôtô, máy kéo, máy nông nghiệp. Với cùng chiều rộng b, đai thang hẹp có chiều cao h lớn hơn đai thang thường nên khả năng tải cao hơn. Tiêu chuẩn Việt Nam cũng quy định bốn loại tiết diện đai thang hẹp: SPZ, SPA, SPB, SPC.

Bảng 3.2. Các thông số của đai hình thang

Loại đai	Kí hiệu	Kích thước tiết diện, mm				Diện tích tiết diện A, mm^2	Đường kính bánh đai nhỏ d_1, mm	Chiều dài giới hạn l,mm
		b_t	b	h	y_0			
Đai hình thang thường	Z	8,5	10	6	2,1	47	70-140	400-2500
	O	11	13	8	2,8	81	100-200	560-4000
	A	14	17	10,5	4,0	138	140-280	800-6300
	B	19	22	13,5	4,8	230	200-400	1800-10600
	C	27	32	19,0	6,9	476	315-630	3150-15000
	D	32	38	23,5	8,3	692	500-1000	4500-18000
	E	42	50	30	11	1170	800-1600	6300-18000

Đai hình thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	63-180	630-3550
	SPA	11	13	10	2,8	95	90-250	800-4500
	SPB	14	17	13	3,5	158	140-200	1250-8000
	SPC	19	22	18	4,8	278	224-315	2000-8000
Trị số tiêu chuẩn của chiều dài đai (mm) như sau: 400, (425),450,(475),500,(530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600,(1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000. *Chú thích*: Trị số trong ngoặc ít dùng								

c. Đai hình lược (Đai nhiều chêm)

Gồm nhiều chêm phân bố dọc theo chiều rộng và nằm ở mặt trong của đai. Các chêm này tiếp xúc với rãnh chêm trên bánh đai. Các lớp sợi chịu tải chủ yếu làm bằng sợi Viskô hoặc bằng sợi thủy tinh (hình 3-3c).

Đai hình lược phối hợp được ưu điểm dễ uốn quanh bánh đai của đai dẹt với độ bám tốt của đai thang nên có hệ số ma sát cao, khả năng tải cao hơn đai thang và có thể mắc lên bánh đai với đường kính nhỏ hơn, làm việc ổn định với tỷ số truyền lớn. Các kích thước cơ bản của đai hình lược tra trong giáo trình Đồ án thiết kế máy.

d. Đai răng

Đai răng được chế tạo thành vòng kín, phía trong có răng hình thang ăn khớp với các răng trên bánh đai. Truyền động đai răng kết hợp được các ưu điểm của truyền động đai và truyền động xích: Không có trượt, hiệu suất cao; không cần lực căng ban đầu lớn, do đó lực tác dụng lên trục và ổ nhỏ; truyền động ít ồn và không cần phải bôi trơn.

Đai răng có lớp chịu tải là dây thép, sợi thủy tinh hoặc sợi Pôliamít trên nền là cao su trộn với nhựa Nairít hoặc được đúc từ cao su Poliuretan, bên ngoài thường được bọc bằng Nilông để tăng độ bền mòn.

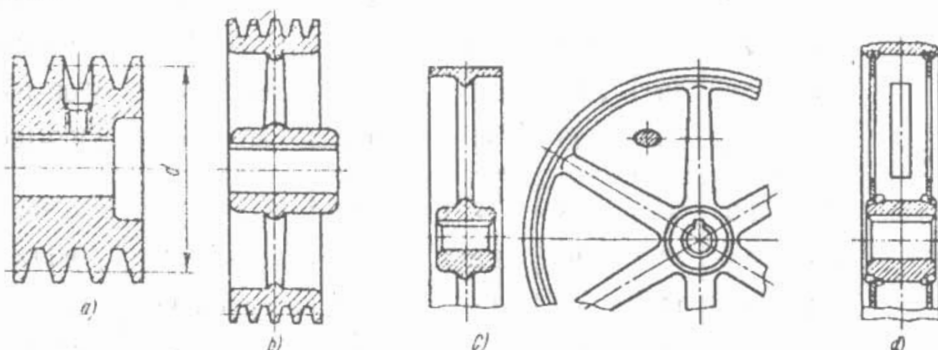
Thường dùng loại đai răng bằng cao su nhân tạo có cốt là dây kim loại. Nhờ lớp cốt cứng và bền mà bước của đai không bị thay đổi.

Thông số kết cấu chính của đai là môdun $m = t/\pi$ và góc 2φ như hình 3-3đ.

Nói chung, đai đã được tiêu chuẩn hoá nên có thể tra cứu các loại đai cùng các kích thước của chúng trong giáo trình Đồ án thiết kế máy hoặc các sổ tay kỹ thuật.

1.4.2. Bánh đai

Kết cấu bánh đai phụ thuộc vào loại đai, khả năng công nghệ và quy mô sản xuất. Bánh đai có đường kính nhỏ hơn 100mm thường được chế tạo bằng dập hoặc đúc không khoét lõm. Khi đường kính lớn hơn dùng bánh đai khoét lõm, có lỗ.



Hình 3- 5

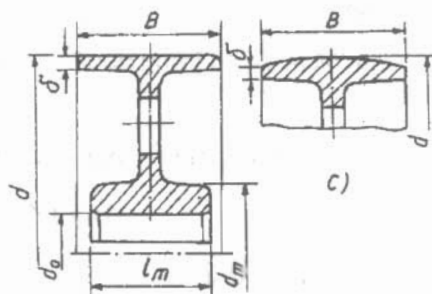
Kết cấu của vành đai phụ thuộc vào loại đai. Với đai dẹt, vành bánh đai có bề mặt ngoài là mặt trụ hoặc hình trống để tránh cho đai bị tuột khỏi bánh đai theo phương dọc trục. Vành bánh đai hình thang và bánh đai hình lược được cắt rãnh có kích thước tương ứng với kích thước tiết diện của đai hình thang hoặc đai hình lược.

Đường kính bánh đai dẹt nên lấy theo các trị số tiêu chuẩn: 25; 40; 50; 63; 71; 80; 90;100; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250...

Chiều rộng B của bánh đai dẹt:

$B = 1,1b + (10 \div 15)$mm - Khi mắc thường.

$B = 1,4b + (10 \div 15)$mm - Khi mắc chéo và nửa chéo. (3-4)



Hình 3-6

Chiều dầy vành bánh đai: $\delta = 0{,}005d + 3$ mm.

Bảng 3.3. Các thông số của đai hình thang

Loại đai	Kí hiệu	Kích thước tiết diện, mm				Diện tích tiết diện A, mm^2	Đường kính bánh đai nhỏ d_1, mm	Chiều dài giới hạn l,mm
		b_t	b	h	y_0			
Đai hình thang thường	Z	8,5	10	6	2,1	47	70-140	400-2500
	O	11	13	8	2,8	81	100-200	560-4000
	A	14	17	10,5	4,0	138	140-280	800-6300
	B	19	22	13,5	4,8	230	200-400	1800-10600
	C	27	32	19,0	6,9	476	315-630	3150-15000
	D	32	38	23,5	8,3	692	500-1000	4500-18000
	E	42	50	30	11	1170	800-1600	6300-18000
Đai hình thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	63-180	630-3550
	SPA	11	13	10	2,8	95	90-250	800-4500
	SPB	14	17	13	3,5	158	140-200	1250-8000
	SPC	19	22	18	4,8	278	224-315	2000-8000

Trị số tiêu chuẩn của chiều dài đai (mm) như sau:

400, (425),450,(475),500,(530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600,(1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000.

Chú thích: Trị số trong ngoặc ít dùng

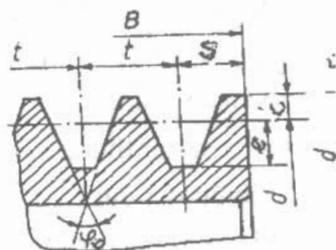
Chiều rộng B của bánh đai thang và đai hình lược:

$$B = (Z - 1)t + 2S \qquad (3\text{-}5)$$

Z- Là số đai

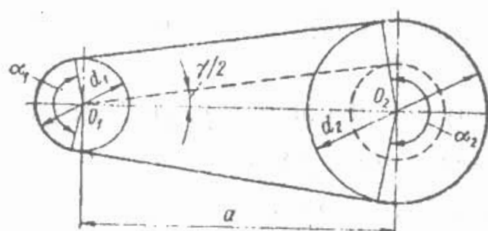
Góc chêm của đai và bánh đai hình lược bằng nhau và bằng 40^0.

Góc chêm của bánh đai hình thang bằng 34^0; 36^0; 38^0 và 40^0, tức là nhỏ hơn hoặc bằng góc chêm của đai thang. Có điều đó vì, khi mắc đai, phần đai phía trên lớp trung hoà chịu kéo sẽ dãn theo chiều dài và co theo chiều ngang, do đó làm góc chêm thực tế giảm. Giảm góc chêm của bánh đai sẽ làm cho tải trọng phân bố đều hơn cho đai và bánh đai. Khi đường kính bánh đai càng nhỏ chọn góc chêm càng nhỏ.



Hình 3-7

2. Các thông số hình học của bộ truyền đai



Hình 3-8

a - Khoảng cách giữa hai trục

α_1, α_2 - là góc ôm của đai trên bánh nhỏ và bánh lớn.

γ - góc giữa hai nhánh dây.

d_1, d_2 - Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn. Đối với đai dẹt đường kính tính toán là đường kính ngoài của bánh đai; với đai hình thang và hình lược đường kính tính toán là đường kính vòng tròn qua lớp trung hoà của đai.

Trong bộ truyền đai dẹt đường kính d_1 có thể xác định bằng công thức thực nghiệm: $d_1 = (1100 \div 1300)\sqrt[3]{P_1/n_1}$ Hoặc: $d_1 = (5,2 \div 6,4)\sqrt[3]{T_1}$, mm (3-6)

P_1, T_1 - Là công suất và mômen xoắn trên trục dẫn.

Đối với đai thang nên lấy đường kính bánh đai nhỏ $d_1 \approx 1,25d_{1min}$; d_{1min} - là đường kính nhỏ nhất tra trong bảng 3.3

- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1u(1 - \varepsilon)$ (3-7)

với u - là tỷ số truyền; ε - là hệ số trượt.

- Khoảng cách trục a: đối với đai dẹt: $a \geq (1,5 ... 2).(d_1 + d_2)$ (3-8)

trong đó hệ số 1,5 dùng cho bộ truyền quay nhanh, hệ số 2 dùng cho bộ truyền vận tốc trung bình.

Đối với đai thang: $0,55 (d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2 (d_1 + d_2)$

- Chiều dài đai: $L = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a$ (3-9)

chiều dài nhỏ nhất do yêu cầu về tuổi thọ: $L_{min} \geq v/i$ (3-10)

trong đó i - số lần uốn của đai trong 1 giây,

$$i \leq i_{max} = 3 \div 5$$

$$v = \pi d_1 n_1/60\,000$$ - vận tốc đai m/s

Nếu chiều dài đai không thoả mãn điều kiện trên cần tăng L lên. Với đai sợi tổng hợp trị số của L phải phù hợp với các giá trị tiêu chuẩn ghi trong bảng 2.4 giáo trình đồ án thiết kế máy

Từ giá trị L đã chọn này, có thể tính ngược lại khoảng cách trục a:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4 \qquad (3\text{-}11)$$

trong đó $\lambda = L - \pi(d_1+d_2)/2$; $\Delta = (d_2 - d_1)/2$;

- Góc ôm α_1 trên bánh nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^0 - \gamma = 180^0 - 57^0 \,(d_2 - d_1)/a \qquad (3\text{-}12)$$

Để đảm bảo khả năng kéo phải thoả mãn:

$\alpha_1 \geq 150^0$ đối với đai cao su và $\alpha_1 \geq 120^0$ đối với đai sợi tổng hợp.

3. Cơ sở tính toán thiết kế truyền động đai

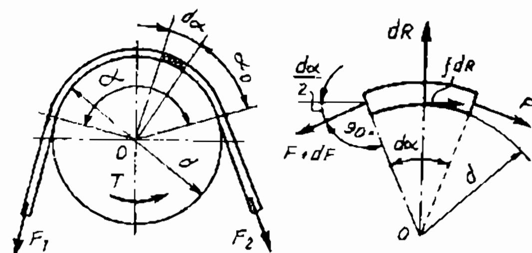
3.1. Lực tác dụng lên đai

Để tạo ra lực ma sát cần thiết giữa đai và bánh đai, cần mắc đai lên bánh đai với lực căng ban đầu F_0.

Khi đai làm việc truyền mômen xoắn T, lực căng ở nhánh chủ động tăng lên thành F_1, ở nhánh bị động giảm xuống còn F_2. Từ điều kiện cân bằng của bánh đai ta có:

$$T = (F_1 - F_2)d/2$$

với d: Đường kính bánh đai



Hình 3-9

Hoặc gọi: $F_t = 2T/d$ - là lực vòng.

Ta có: $$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{1000P}{v} \qquad (3\text{-}13)$$

T_1 - Mômen xoắn trên trục dẫn, Nm; d_1 - đường kính bánh dẫn, mm;

P - Công suất trên trục, Kw; v - vận tốc dài của bánh đai, m/s.

Vì chiều dài đai khi chưa làm việc cũng như khi chịu tải là không đổi do đó nếu ở nhánh chủ động lực căng ban đầu F_0 tăng lên một lượng là ΔF thì ở nhánh bị động lực căng cũng giảm đi chừng ấy (Bỏ qua lực ly tâm và giả thiết vật liệu đai tuân theo định luật Húc), tức là:

$$F_1 = F_0 + \Delta F \qquad F_2 = F_0 - \Delta F$$

Hoặc $$F_1 + F_2 = 2.F_0 \qquad (3\text{-}14)$$

Từ (3-13) và (3-14) suy ra:

$$F_1 = F_0 + F_t/2 \qquad F_2 = F_0 - F_t/2 \qquad (3\text{-}15)$$

Phương trình (3-15) cho thấy, sự thay đổi lực căng ở nhánh chủ động và nhánh bị động tuỳ thuộc vào lực vòng F_t nhưng không thể hiện khả năng truyền tải trọng này hoặc khả năng kéo của bộ truyền. Khả năng kéo đó liên quan đến trị số lực ma sát giữa đai và bánh đai, được Ơle tìm ra đầu tiên.

$$F_1 = F_t\frac{e^{f'\alpha}}{e^{f'\alpha}-1} + F_v;\ F_2 = F_t\frac{1}{e^{f'\alpha}-1} + F_v;\ F_0 = \frac{F_t}{2}\left(\frac{e^{f'\alpha}+1}{e^{f'\alpha}-1}\right) \qquad (3\text{-}16)$$

F_v - lực căng phụ do lực li tâm sinh ra là: $F_v = q_m v^2$

Trong đó: v - vận tốc của đai, m/s; q_m - khối lượng của 1m đai, Kg/m.

f' - hệ số ma sát tương đương: $$f' = \frac{f}{Sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + fCos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}$$

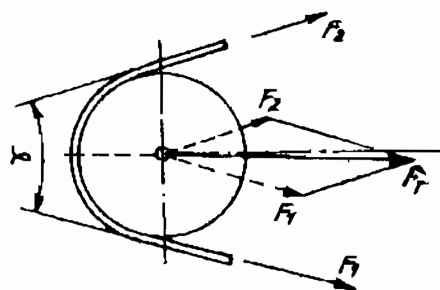
Công thức (3-16) xác lập mối liên hệ giữa lực căng trên hai nhánh của bộ truyền với lực vòng F_0, hệ số ma sát f và góc ôm α. Nếu F_0 nhỏ hơn vế phải trong công thức (3-16) thì bắt bầu xảy ra trượt trơn. Mặt khác khả năng tải của đai sẽ tăng khi f tăng.

3.2. Tải trọng tác dụng lên trục

Lực tác dụng lên trục bánh đai (hình 3-10):

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2Cos\alpha} \approx 2F_0\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)$$

$$F_r = 2F_0\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \qquad (3\text{-}17)$$



Hình 3-10

3.3. Ứng suất trong đai

Dưới tác dụng của các lực căng ban đầu, lực căng trên các nhánh đai và lực căng phụ, trên mặt cắt ngang của đai xuất hiện các ứng suất sau đây:

- Ứng suất căng ban đầu: $\sigma_0 = F_0 / A$
- Ứng suất kéo trên nhánh đai chủ động $\sigma_1 = F_1 / A$
- Ứng suất kéo trên nhánh đai bị động: $\sigma_2 = F_2 / A$
- Ứng suất kéo do lực căng phụ: $\sigma_v = F_v / A$

(3-18)

Đồng thời dưới tác dụng của lực vòng xuất hiện ứng suất có ích:

$$\sigma_t = F_t / A$$

Ngoài các ứng suất trên, trong các đoạn đai vòng quanh bánh đai còn xuất hiện ứng suất uốn: $\sigma_u = \varepsilon E$

Trong đó: ε - độ dãn ngoài tương đối của thớ đai ngoài cùng.

E - Môđun đàn hồi.

- Khi uốn thuần tuý: $\varepsilon = y_{max} / r$, ở đây y_{max} - khoảng cách từ lớp trung hoà đến thớ đai ngoài cùng. r - bán kính cong của lớp trung hoà.

Đối với đoạn đai dẹt ôm bánh đai, $y_{max} = \delta / 2$; $r = \dfrac{d+\delta}{2} \approx d/2$ do đó: $\varepsilon = \delta / d$ và ứng suất uốn khi đai vòng qua bánh đai nhỏ và bánh đai lớn sẽ là:

$$\sigma_{u1} = E.\delta / d_1 \quad ; \quad \sigma_{u2} = E.\delta / d_2 \qquad (3\text{-}19)$$

Từ công thức (3-19) có thể thấy ứng suất uốn tỷ lệ thuận với chiều dày đai và tỷ lệ nghịch với đường kính bánh đai. $\sigma_{u1} > \sigma_{u2}$

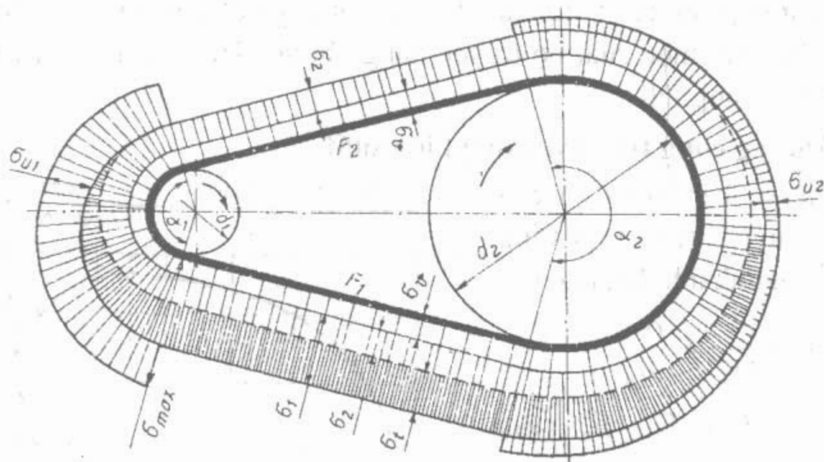
Đối với đai thang ứng suất uốn lớn nhất:

$$\sigma_{u1} = \frac{2y_0}{d_1}E; \quad (3\text{-}20)$$

y_0 - là khoảng cách từ lớp trung hoà đến đáy lớn của tiết diện hình thang.

Như vậy, ứng suất tổng lớn nhất là ứng suất trên nhánh đai dẫn lúc đai vào bánh nhỏ:

$$\sigma_{max} = \frac{e^{f^{*}\alpha}}{e^{f^{*}\alpha}-1}\sigma_{t} + \sigma_{v} + \sigma_{u1} \qquad (3\text{-}21)$$

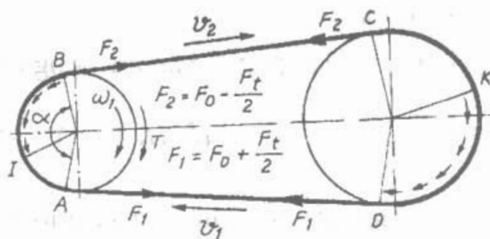


Hình 3-11

3.4. Sự trượt của đai

Khi đai làm việc, lực căng ban đầu F_0 tăng lên thành F_1 ở nhánh chủ động và giảm xuống còn F_2 ở nhánh bị động.

Như vậy trên bánh chủ động, đai vào tiếp xúc với bánh đai ở điểm A với lực căng F_1, tương ứng đai bị biến dạng λ_1 và rời khỏi đai với lực căng F_2 tương ứng đai bị biến dạng λ_2. Vì $F_1 > F_2$ nên $\lambda_1 > \lambda_2$ tức là khi vào tiếp xúc với đai chủ động đai bị co lại, do đó bị trượt trên bánh đai và chuyển động chậm hơn bánh đai. Trên bánh đai bị động hiện tượng trượt xảy ra ngược lại..



Hình 3-12

Hiện tượng trượt trên đây là kết quả của biến dạng đàn hồi khác nhau trên hai nhánh đai gây nên, do vậy được gọi là trượt đàn hồi. Trượt đàn hồi càng

nhiều khi chênh lệch lực căng $F_1 - F_2 = F_t$ càng lớn, do đó muốn truyền lực vòng không thể tránh khỏi trượt đàn hồi. Vì vậy trượt đàn hồi là bản chất của đai, không thể khắc phục được.

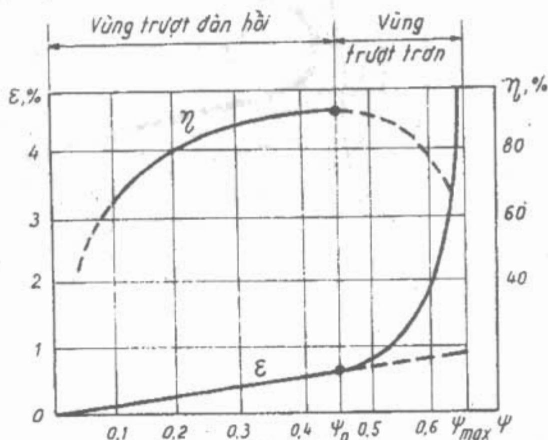
Trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn cung ôm α, khi F_t tăng lên cung trượt tăng dần. F_t tiếp tục tăng đến khi cung trượt bằng cung ôm lúc đó xẩy ra trượt tròn từng phần. khi F_t lớn hơn lực ma sát xảy ra trượt trơn hoàn toàn: Bánh bị động dừng lại, hiệu suất bộ truyền bằng không. Trên hình 3-10, cung ttrượt là cung BI và cung DK.

3.5. Đường cong trượt và cong hiệu suất

Gọi hệ số kéo là tỷ số của lực vòng truyền được trên tổng lực căng ở hai nhánh đai, ta có:

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}$$

Nhưng $F_t = F_1 - F_2$ mà $F_1 - F_2$ là nguyên nhân gây trượt đàn hồi biểu thị bằng hệ số trượt ε do đó giữa hệ số kéo ψ và hệ số trượt ε có mối quan hệ với nhau. Bằng các thí nghiệm có thể lập được đồ thị đường cong trượt.



Hình 3-13

3.6. Vận tốc và tỷ số truyền

a. Vận tốc:

Gọi v_1, v_2 lần lượt là vận tốc vòng của bánh chủ động và bánh bị động, ta có:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \qquad v_1 = d_1.n_1 \qquad v_2 = d_2.n_2 \qquad (3\text{-}22)$$

Trong đó: d_1, d_2 lần lượt là đường kính bánh chủ động và bánh bị động n_1, n_2 Vận tốc góc của bánh chủ động và bánh bị động.

b. Tỷ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \qquad (3\text{-}23)$$

4. Tính bộ truyền đai

4.1. Chỉ tiêu tính toán

Xuất phát từ những nội dung trình bày ở các phần trên, có thể thấy rằng đai chưa bị đứt đã không làm việc được nữa nếu tải trọng tác dụng vào đai vượt quá khả năng kéo của đai ứng với hệ số kéo tới hạn ψ_0. Vì vậy khả năng kéo là chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của bộ truyền đai, chỉ tiêu này sẽ được đảm bảo nếu thoả mãn điều kiện sau đây:

$$\psi = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} \le \psi_0$$

Hoặc $\sigma_t \le 2\sigma_0\psi_0$ (3-24)

Trong đó: σ_t - ứng suất có ích cho phép.

Mặt khác do tác dụng của ứng suất thay đổi lặp lại trong một vòng chạy của đai, đai có thể bị hang do mỏi sau một số chu kỳ chịu tải xác định. Vì vậy bên cạnh khả năng kéo, tuổi thọ cũng là một chỉ tiêu quan trọng.

Như vậy khi tính toán thiết kế truyền động đai, ta sẽ dựa vào chỉ tiêu về khả năng kéo để thiết kế lập công thức tính toán kích thước đai và bộ truyền: ảnh hưởng của ứng suất σ_{max} đến độ bền và tuổi thọ sẽ được tính đến khi chọn các thông số hình học $(d, a, \alpha, ...)$ và xác định ứng suất có ích cho phép hoặc công suất có ích cho phép.

Để đảm bảo cho đai làm việc có lợi nhất (khả năng kéo tương đối lớn, không xảy ra trượt và hiệu suất truyền động cao nhất) ứng suất có ích trong đai σ_t phải thoả mãn điều kiện.

$$\sigma_t = \frac{F_t K_d}{A} \le [\sigma_t] \tag{3-25}$$

4.2. Tính đai dẹt

Biết $A = b\delta$ với b - chiều rộng; δ - chiều dày đai (mm);

$F_t = 1000P_1 / v$; P_1 - Công suất trên bánh đai chủ động (kW).

v - Vận tốc đai (m/s)

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 . C_a . C_v . C_0 \tag{3-26}$$

Trong đó: $[\sigma_t]_0$ - ứng suất có ích xác định bằng thực nghiệm ứng với điều kiện $\psi = \psi_0$, tỷ số truyền $u = 1$, bộ truyền nằm ngang, vận tốc $v = 10$m/s, tải trọng làm việc êm tính theo công thức:

$$[\sigma_t]_0 = k_1 - k_2\delta / d_1 \tag{3-27}$$

Với k_1, k_2 - hệ số phụ thuộc loại đai và ứng suất ban đầu.

C_α - hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ tính theo công thức:

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180^0 - \alpha) \tag{3-28}$$

C_v - hệ số kể đến ảnh hưởng của vận tốc vòng, v càng lớn lực li tâm càng lớn và ma sát giữa đai và bánh đai giảm, tính theo công thức.

$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2$ đối với đai da, đai cao su, đai sợi bông, (3-29)

$C_v = 1{,}01 - 0{,}0001v^2$ đối với đai sợi tổng hợp. (3-30)

C_0 - hệ số kể đến ảnh hưởng của bộ truyền với cách căng đai. C_0 phụ thuộc vào góc nghiêng β của đường nối tâm hai bánh đai với đường nằm ngang.

Khi $0 \le \beta \le 60^0$ thì $C_0 = 1$; Khi $60^0 \le \beta \le 80^0$ thì $C_0 = 0{,}9$

Vậy ta tính được chiều rộng b của đai.

$$b \ge \frac{1000 P_1 K_d}{\delta_v [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_0} \tag{3-31}$$

Trị số b tính được cần lấy tròn theo tiêu chuẩn.

4.3. Tính đai hình thang

Gọi z - số đai, diện tích đai hình thang:

$$A = A_1.z$$

Trong đó A_1 diện tích một đai, phụ thuộc vào loại tiết diện đai, từ (3-20) suy ra:

$$F_t \le \frac{z.A_1}{K_d}[\sigma_t] \tag{3-32}$$

Hoặc công suất trên bánh đai chủ động.

$$P_1 = \frac{F_t v}{1000} \le \frac{z.A_1[\sigma_t]}{K_d 1000} v$$

Hoặc $$P_1 \le \frac{z[P]}{K_d} \qquad (3\text{-}33)$$

Trong đó: $[P]$ (kW) công suất có ích cho phép. Từ thực nghiệm có thể xác định được $[P]$ theo công thức:

$$[P] = [P_0]C_\alpha C_u C_l C_z \qquad (3\text{-}34)$$

- C_α : hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm, phụ thuộc góc ôm trên bánh đai nhỏ α_1.

- C_u : Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỷ số truyền.

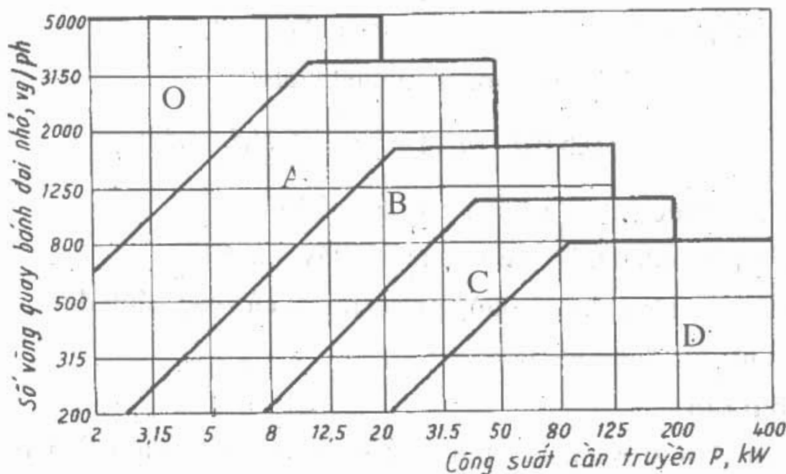
- C_l: Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai.

- C_z : Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đai.

Các hệ số có thể tra cứu trong giáo trình đồ án thiết kế máy hoặc trong các sổ tay kỹ thuật.

Từ (3-33) và (3-34) tính ra số đai cần thiết:α

$$Z = \frac{10 P_1 K_d}{[P_0]C_\alpha C_u C_l C_z} \qquad (3\text{-}35)$$



Hình 3-14

5. Trình tự thiết kế

5.1. Đối với bộ truyền đai dẹt

- Chọn loại đai theo điều kiện làm việc; với vận tốc dưới 30 m/s nên đai vải cao su.

- Xác định đường kính bánh đai nhỏ theo thực nghiệm

$$d_1 = (1100 \div 1300)\sqrt[3]{P_1 / n_1}$$

- Xác định khoảng cách trục α và chiều dài đai l:

- Xác định góc ôm α_1 với điều kiện $\alpha_1 > 150^0$ với đai vải cao su

$$\alpha_1 = 180^0 - (d_2 - d_1)57^0 / \alpha$$

- Chọn chiều dày của đai theo đường kính nhỏ sao cho δ / d_1 không lớn quá.

- Xác định chiều rộng b theo (3.13), lấy b theo tiêu chuẩn.

- Tính chiều rộng của đai: $B = 1{,}1b + (10 \div 15)mm$

- Tính lực tác dụng lên trục: Theo công thức 3-14)

5.2. Đối với bộ truyền đai hình thang

- Chọn tiết diện đai theo điều kiện làm việc.

- Xác định đường kính bánh đai nhỏ: $d_1 \approx 1{,}25\ d_{1min}$

d_{1min} - là đường kính nhỏ nhất cho trong bảng 3.3

- Xác định khoảng cách trục a và chiều dài đai L:

- Trị số a tính được phải thoả mãn điều kiện:

$$0{,}55(d_1 + d_2) + h \le a \le 2(d_1 + d_2)$$

- Xác định góc ôm α_1 và yêu cầu $\alpha_1 \ge 120^0$

- Xác định số đai z: Số đai không nên lấy quá 6.

- Tính chiều rộng đai và đường kính ngoài của các bánh đai.

- Tính lực tác dụng lên trục.

5.3. Bài tập

Làm lại ví dụ trong giáo trình thiết kế đồ án máy (trang 36), nhưng tính với đai thang hẹp, sau đó so sánh kết quả tính toán về kích thước bộ truyền và lực tác dụng lên trục, đưa ra nhận xét.

- Với bộ truyền làm bằng gang: [σ_H] = $1{,}5\sigma_{bu}$, σ_{bu} - là giới hạn bền uốn.

III. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

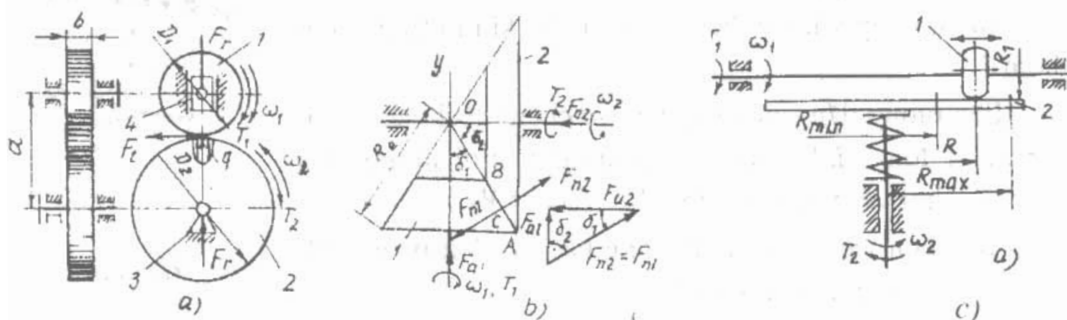
1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên tắc làm việc

Truyền động bánh ma sát thực hiện truyền công suất giữa các trục nhờ lực ma sát sinh ra tại chỗ tiếp xúc của các bánh lắp trên trục dẫn và bị dẫn. Để tạo nên lực ma sát cần có lực ép các bánh với nhau.

1.2. Cấu tạo

Truyền động bánh ma sát gồm các bánh chủ động và các bánh bị động tiếp xúc trực tiếp với nhau.



Hình 3-15

1.3. Phân loại, ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

a. Phân loại: Chia bộ truyền ma sát thành hai nhóm chủ yếu: Bộ truyền có tỷ số truyền không điều chỉnh được (bộ truyền ma sát trụ, ma sát côn) và bộ truyền có tỷ số truyền điều chỉnh được (Biến tốc ma sát).

b. Ưu điểm:

- Cấu tạo đơn giản.
- Làm việc êm.
- Có khả năng điều chỉnh vô cấp số vòng quay.

c. Nhược điểm:

- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt.
- Lực tác dụng lên trục và ổ khá lớn.
- Khả năng tải và tuổi thọ tương đối thấp.

d. Phạm vi sử dụng:

Truyền động ma sát chỉ được dùng để truyền công suất dưới 10 kW (đôi khi đến 20kW), vận tốc 20m/s. Truyền động ma sát có tỷ số truyền không điều chỉnh được thường chỉ dùng ở các xích động học của thiết bị đo. Các hộp biến tốc ma sát thường được dùng nhiều trong các máy cắt kim loại, máy hàn.

2. Cơ học truyền động bánh ma sát

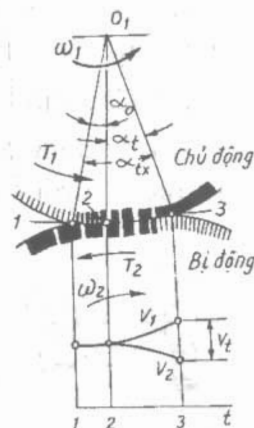
2.1. Sự trượt

2.1.1. Trượt đàn hồi

- Khi truyền mômen xoắn, các phân tố của bề mặt bánh chủ động vào tiếp ở điểm 1 thì bị nén, ra khỏi điểm 3 thì bị dãn. Ngược lại các phân tố của bánh bị động bị dãn khi vào tiếp xúc tại điểm 1 và bị nén khi ra tiếp xúc ở điểm 3.

Hiện tượng dãn - nén gây nên sự chênh lệch vận tốc ở bánh chủ động và bị động chính là nguyên nhân gây nên trượt đàn hồi với vận tốc trượt: $v_t = v_1 - v_2$

- Khi làm việc truyền tải trọng bất cứ bộ truyền bánh ma sát nào cũng đều có sự trượt.

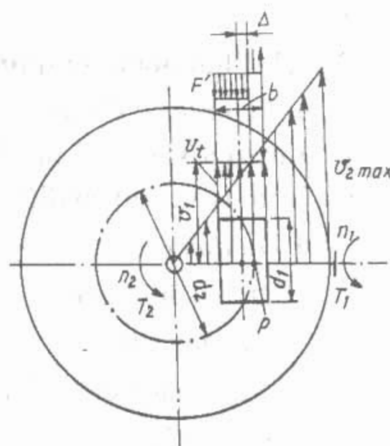


Hình 3-16

2.1.2. Trượt hình học

- Vận tốc vòng trên bề mặt làm việc của con lăn 1 là hằng số trên suốt chiều rộng của nó và bằng v_1, trong khi đó vận tốc v_2 tại những điểm khác nhau của đĩa 2 thay đổi tỷ lệ với những khoảng cách từ những điểm này tới những tâm đĩa (tại mép đĩa 2 $v_2 = v_{max}$). Như vậy, ở kết cấu đang xét; lăn thuần tuý ($v_1 = v_2$) chỉ xảy ra tại điểm P trên đường tiếp xúc. P được gọi là tâm lăn.

- Ở tất cả các điểm còn lại trên đường tiếp xúc, đều có sự trượt với vận tốc trượt $v_t = v_1 - v_2$. Trong trường hợp chịu mômen ngoài T_1 tâm lăn không nằm chính giữa đường tiếp xúc như khi không chịu tải mà dịch chuyển một khoảng Δ. Có công thức:



Hình 3-17

$$T_1 = F'[(b/2 + \Delta) - (b/2 - \Delta)]d_1/2$$

Nhưng $F' = f.F_n / b = fF_c / b$ nên $T_1 = fF_c \Delta d_1 / b$ do đó:

$$\Delta = T_1 b / (fF_c d_1) \qquad (3\text{-}36)$$

Như vậy trượt hình học xuất hiện trên diện tích tiếp xúc dọc theo đường sinh của bánh ma sát và phụ thuộc vào hình dạng bánh ma sát. Trượt càng nhiều khi chiều dài tiếp xúc càng lớn.

2.1.3. Trượt trơn

Khác với trượt đàn hồi luôn tồn tại, trượt trơn chỉ xuất hiện khi quá tải, tức là khi lực vòng cần truyền lớn hơn lực ma sát trên vùng tiếp xúc của hai bánh. Khi trượt trơn bánh bị động dừng lại, bánh chủ động trượt trên bánh bị động gây mòn cục bộ hoặc xước bề mặt.

2.2. Vận tốc và tỷ số truyền

- Bánh chủ động quay với vận tốc vòng là v_1.

- Bánh bị động quay với vận tốc vòng là v_2.

- Vận tốc trượt là v_t: $v_t = v_1 - v_2$

- Gọi ε là hệ số trượt, tức là tỷ số của vận tốc trượt và vận tốc vòng của bánh chủ động, ta có:

$$\varepsilon = \frac{v_t}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}$$

Do đó, tỷ số truyền : $$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \qquad (3\text{-}37)$$

Như vậy tỷ số truyền của bánh ma sát là không ổn định. Sự không ổn định của tỷ số truyền được nhận định qua khoảng dịch chuyển Δ

2.3. Lực

Muốn truyền lực vòng F_t, tại chỗ tiếp xúc của các bánh ma sát phải có đủ lực ma sát cần thiết. Muốn vậy phải ép các bánh ma sát với lực ép F_c nhằm tạo ra lực pháp tuyến F_n trên bề mặt tiếp xúc sao cho:

$$F_{ms} = f.F_n > F_t \qquad (3\text{-}38)$$

Hoặc để an toàn, tránh trượt trong khi làm việc (do mòn, rung động hoặc quá tải v.v..) lấy: $F_{ms} = f.F_n = n.F_t$ (n - hệ số an toàn).

Từ (3-38) ta suy ra : $$F_n = n.F_t / f \qquad (3\text{-}39)$$

Với bộ truyền bánh ma sát côn, hình 3-15b:

$$F_{e1} = F_n \sin \delta_1 = n.F_t \sin \delta_1 / f$$

Từ công thức tính lực ép có thể thấy rằng để truyền lực vòng F_t phải ép các bánh ma sát với nhau với lực ép khá lớn.

Trong thực tế thường áp dụng 2 phương pháp ép:

- Ép không đổi: Lực ép được hình thành nhờ các yếu tố đàn hồi và chỉ thích hợp với những bộ truyền làm việc với tải trọng không đổi.

- Ép điều chỉnh: Lực ép thay đổi tỷ lệ với lực vòng hoặc mômen xoắn cần truyền, do đó giảm tổn thất về ma sát, nâng cao được tuổi thọ.

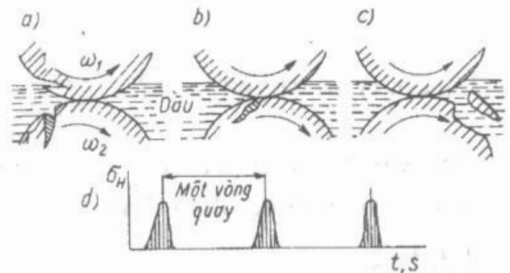
3. Tính độ bền

3.1.. Các dạng hỏng

3.1.1. Tróc rỗ bề mặt

Dưới tác dụng của áp lực pháp tuyến, tại vùng tiếp xúc của các bánh ma sát xuất hiện ứng suất tiếp xúc. Khi bánh ma sát chuyển động, vùng tiếp xúc sẽ thay đổi lặp lại trong một vòng quay do đó ứng suất tiếp xúc thay đổi có chu kỳ, dẫn đến sau một số chu kỳ chịu tải xác định sẽ xuất hiện các vết nứt vì mỏi trên bề mặt bánh ma sát. Nếu bộ truyền được bôi trơn, dầu sẽ chui vào các vết nứt.

Ở bánh bị động khi chuyển vào vùng tiếp xúc, miệng các vết nứt vào tiếp xúc trước, do đó vết nứt bị bịt miệng lại làm cho áp suất dầu tăng lên. áp suất dầu tăng xúc tiến sự phát triển của các vết nứt cả về chiều rộng và chiều sâu cuối cùng làm bong ra các mẩu kim loại nhỏ, để lại các hõm nhỏ trên bề mặt, gây lên hiện tượng tróc rỗ bề mặt.



Hình 3-18

Như vậy tróc rỗ bề mặt là do tác dụng lâu dài của ứng suất tiếp xúc thay đổi có giá trị vượt quá một giá trị cho phép. Tróc rỗ bề mặt chỉ xảy ra trên bề mặt quay chậm..

3.1.2. Mòn

Thường xuất hiện trong các bộ truyền không bôi trơn hoặc bôi trơn không đầy đủ, tức là không hình thành được chế độ bôi trơn và ma sát ướt.

3.1.3. Dính

Ở các bộ truyền làm việc với vận tốc cao, tải trọng lớn, trong điều kiện bôi trơn không đủ, nhiệt độ tại vùng tiếp xúc sẽ nung nóng bộ truyền làm những lớp kim loại bị dứt khỏi bề mặt bánh ma sát và bám lên bánh kia gây hiện tượng dính.

Các dạng hỏng trên đây liên quan tới ứng suất tiếp xúc, vì vậy để tránh các dạng sai hỏng, nguyên nhân và cách khắc phục hỏng đó cần tiến hành tính toán bộ truyền theo độ bền tiếp xúc xuất phát từ điều kiện: ứng suất tiếp xúc sinh ra tại chỗ tiếp xúc không được vượt quá một giá trị cho phép xác định bằng thực nghiệm.

3.2. Tính toán theo độ bền tiếp xúc

Vì tiếp xúc ban đầu hai bánh ma sát trụ là tiếp xúc đường nên điều kiện bền tiếp xúc đối với các bộ truyền bằng thép hoặc bằng gang là:

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{q_n E/\rho} \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}40)$$

Trong đó: q_n - Tải trọng trên một đơn vị chiều dài.

E - Môđun đàn hồi tương đương.

ρ - Bán kính cong tương đương.

Biết $q_n = F_n / b$, thay F_n trong công thức (3.16) sau khi biến đổi được:

$$q_n = \frac{2T_1 n}{fbd_1}$$

Ta lại có: $a = (d_1 + d_2)/2 = d_1(1+u)/2$ do đó: $d_1 = 2a/(u+1)$ nên

$$q_n = \frac{nT_1(u+1)}{fba} \qquad (3\text{-}41)$$

Bán kính cong tương đương:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} + \frac{2}{d_2} = \frac{2(d_1+d_2)}{d_1 d_2} = \frac{(u+1)^2}{au} \qquad (3\text{-}42)$$

Môđun đàn hồi tương đương.

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \qquad (3\text{-}43)$$

Với E_1, E_2 là môđun đàn hồi của vật liệu bánh 1 và bánh 2

Thay các công thức (3.18), (3.19), (3.20) vào công thức (3.17) ta được công thức sau đây để kiểm nghiệm bộ truyền bánh ma sát trụ về độ bền tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{0{,}418}{a}\sqrt{\frac{nT_1E(1+u)^2}{bfu}} \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}44)$$

Khi thiết kế thường biến đổi công thức trên bằng cách đưa vào hệ số chiều rộng bánh ma sát $\psi_{ba} = b/a$. Công thức thiết kế có dạng sau đây.

$$a = (u+1)\sqrt[3]{\left(\frac{0{,}418}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{nT_1E}{fu\psi_{ba}}} \qquad (3\text{-}45)$$

Trong trường hợp bánh ma sát làm bằng vật liệu không kim loại, quy ước kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc theo công thức:

$$q_n = \frac{F_n}{b} \le [q_n] \qquad (3\text{-}46)$$

4. Vật liệu và ứng suất cho phép

4.1. Vật liệu

Yêu cầu chủ yếu đối với vật liệu làm bánh ma sát là:

- Phải có độ bền mỏi và độ bền tiếp xúc cao.

- Có hệ số ma sát đủ lớn để tránh phải ép với lực ép quá lớn.

- Có môđun đàn hồi đủ lớn để tránh bị tổn thất nhiều về ma sát do kích thước diện tích tiếp xúc lớn.

Thường dùng thép tôi để làm bánh ma sát như: 40CrNi; 18CrMnTi; Độ rắn bề mặt HRC ≥ 60, làm việc trong dầu. Kích thước bộ truyền sẽ nhỏ gọn, nhưng yêu cầu gia công chính xác. Với bộ truyền hở thường dùng gang làm việc khô hoặc có bôi trơn, đôi khi dùng bánh gang làm việc với bánh thép.

Cũng dùng bánh ma sát bằng thép hoặc gang làm việc với bánh ma sát Têchtôlit hoặc Phíp. Bộ truyền làm việc khô, không yêu cầu cao về độ chính xác gia công.

Trường hợp tải trọng nhỏ, có thể dùng bánh ma sát bằng gỗ hoặc bọc da, vải cao su, làm việc với bánh thép hoặc gang. Lúc này bánh chủ động nên làm bằng vật liệu mềm hơn để tránh khi bị trượt trơn, bánh bị động ít bị mòn vẹt.

4.2. Ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép [σ_H] (MP_a) được xác định bằng thực nghiệm, chọn theo độ rắn bề mặt

- Với bộ truyền làm bằng thép: [σ_H] = (1,5 ÷ 2,5)HB

hoặc: [σ_H] = (13 ÷ 18)HRC

IV. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. Khái niệm chung

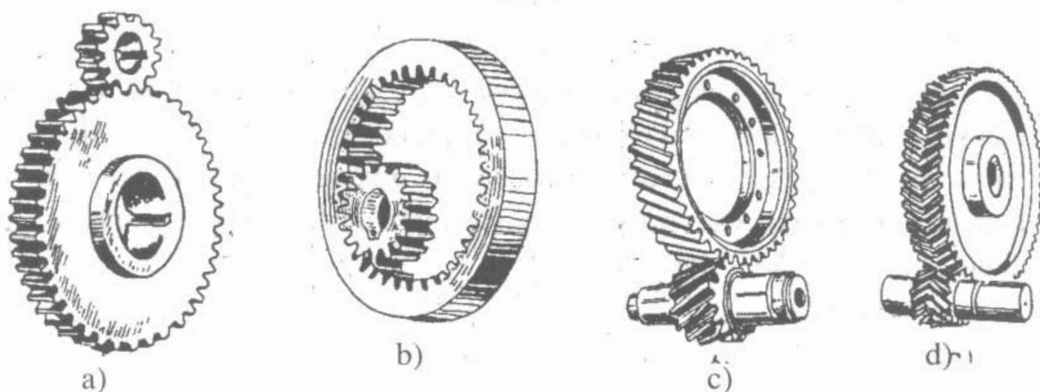
Truyền động bánh răng dùng để truyền hoặc biến đổi chuyển động kèm theo sự thay đổi vận tốc hoặc mômen nhờ sự ăn khớp của các răng hoặc thanh răng.

1.1. Phân loại, ưu, nhược điểm

1.1.1. Phân loại

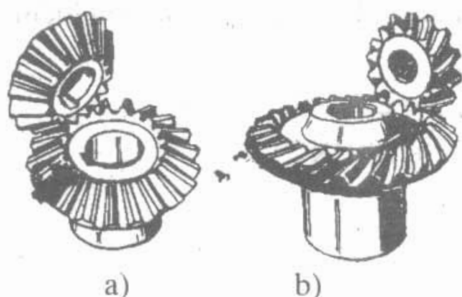
** Theo vị trí tương đối giữa các trục:*

- Truyền động giữa các trục song song: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp ngoài hình 3-19a, ăn khớp trong hình 3-19b, bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng hình 3-19c, răng chữ V hình 3-19d.

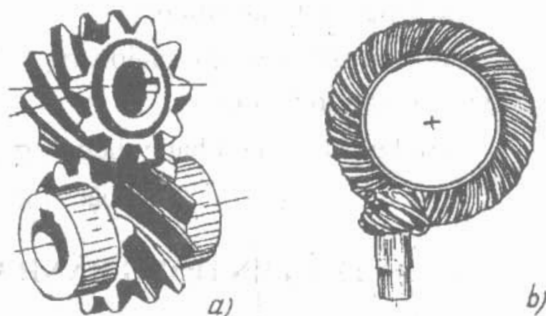


Hình 3-19

- Truyền động giữa các trục giao nhau: Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, răng nghiêng hình 3-20.



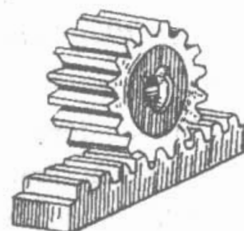
Hình 3-20



Hình 3-21

- Truyền động giữa các trục chéo nhau: Bộ tryền bánh răng trụ chéo, hình 3-21.

Ngoài ra còn dùng truyền động bánh răng - thanh răng để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến, hình 3-22.



Hình 3-22

* *Theo khả năng di động của các tâm bánh răng:*

- Truyền động thường: Các tâm bánh răng cố định.

- Truyền động hành tinh: Có trục của một hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.

* *Theo dạng Prôfin răng:*

- Bánh răng thân khai, bánh răng Xiclôit, bánh răng cung tròn. Bánh răng thân khai được sử dụng phổ biến nhờ những ưu điểm: Vận tốc trượt nhỏ do tổn thất về ma sát ít, hiệu suất cao; bán kính cong ở vùng tiếp xúc khá lớn nên khả năng tải lớn; dụng cụ cắt răng có cạnh thẳng nên dễ đảm bảo độ chính xác cao, không phụ thuộc vào số răng được cắt.

1.1.2. Ưu điểm

- Khả năng tải lớn do đó kích thước nhỏ gọn.
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy.
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $0,97 \div 0,98$ trong một cấp.
- Tỷ số truyền không thay đổi.
- Có thể sử dụng trong một phạm vi rộng của vận tốc (tới 150 m/s) công suất (hàng chục nghìn KW) và tỷ số truyền lớn (hàng trăm thậm chí hàng nghìn trong một số cấp).

1.1.3. Nhược điểm

- Công nghệ cắt răng phức tạp, yêu cầu cao về độ chính xác chế tạo.

- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.

1.2. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng

1.2.1. Ảnh hưởng của độ chính xác chế tạo đến chất lượng bộ truyền:

- Sai số về bước và Prôfin răng làm giảm độ chính xác động học và mức làm việc êm, gây nên tải trọng va đập và tiếng ồn.

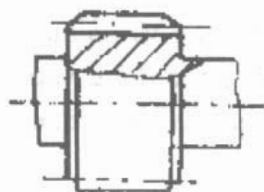
- Sai số về hướng răng so với đường sinh của mặt trụ chia cùng với độ nghiêng của trục làm cho tải trọng phân bố không đều trên chiều rộng vành răng.

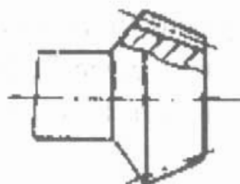
- Sai số chế tạo và sự biến dạng của các chi tiết máy khác như trục, ổ đỡ, vỏ máy cũng ảnh hưởng đến chất lượng của bộ truyền.

1.2.2. Tiêu chuẩn về độ chính xác: TCVN quy định 12 cấp chính xác chế tạo bánh răng theo thứ tự độ chính xác giảm dần. Ở mỗi cấp chính xác đều quy định những chỉ tiêu về mức chính xác động học, mức làm việc êm, mức tiếp xúc và dạng khe hở cạnh răng. Khi chọn cấp chính xác cần căn cứ vào công dụng và điều kiện làm việc của bộ truyền; thường dùng nhất là các cấp 6, 7, 8 và 9. Có thể chọn cấp chính xác trong các sổ tay thiết kế dựa vào vận tốc vòng.

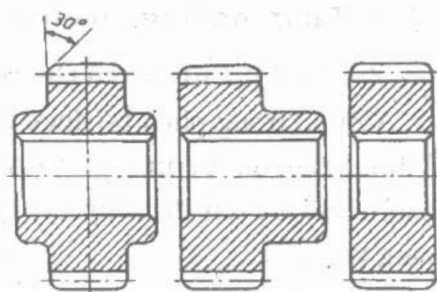
1.3. Kết cấu bánh răng

- Kết cấu của loại bánh răng trụ về cơ bản là giống nhau, chỉ khác ở phần gia công vành răng. Bánh răng trụ răng thẳng được sử dụng ở những bộ truyền có vận tốc trung bình hoặc thấp.





Hình 3-23



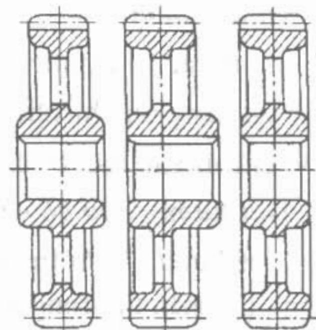
Hình 3-24

- Kết cấu bánh răng phụ thuộc vào đường kính bánh răng, quy mô sản xuất và phương pháp lắp với trục.

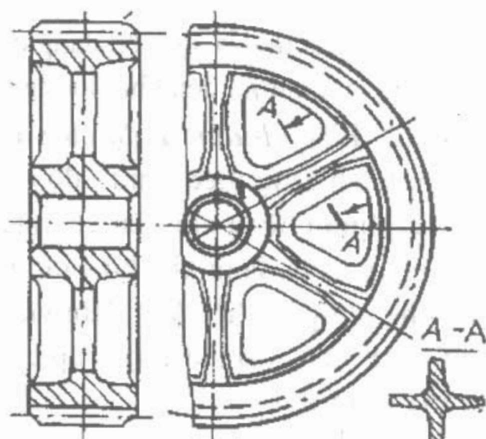
- Khi đường kính đáy răng không chênh lệch lắm so với đường kính trục thường chế tạo bánh răng liền trục, như vậy bớt được gia công cơ khí, không phải lắp ghép bánh răng lên trục, Hình 3-23.

- Các bánh răng có đường kính dưới 150mm thường được làm liền khối, không khoét lõm, Hình 3-24. Khi đường kính $d_a \leq 600mm$ bánh răng thường được chế tạo từ phôi rèn hoặc dập, được khoét lõm để giảm nhẹ khối lượng và làm cho cơ tính của răng được đồng đều sau khi nhiệt luyện, hình 3-25.

- Khi đường kính $d_a \geq 600mm$ bánh răng được chế tạo bằng hàn nếu sản xuất đơn chiếc hoặc loạt nhỏ; hoặc chế tạo bằng đúc nếu sản xuất loạt lớn, hình 3-26.



Hình 3-25



Hình 3-26

2. Tải trọng trong bộ truyền bánh răng

2.1. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp

Coi tải trọng phân bố được tập trung tại điểm giữa của vành răng và bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát, toàn bộ lực pháp tuyến F_n do bánh 1 tác động vào bánh 2 sẽ truyền đi trong mặt phẳng ăn khớp hướng vuông góc với các mặt răng làm việc.

Khi bánh 1 tác động vào bánh 2 một lực F_{n2} thì ngược lại bánh 2 tác động lên bánh 1 lực pháp tuyến F_{n1}. Phân F_{n1} thành hai thành phần vuông góc với nhau ta được:

- Lực vòng:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \approx F_{t2}$$

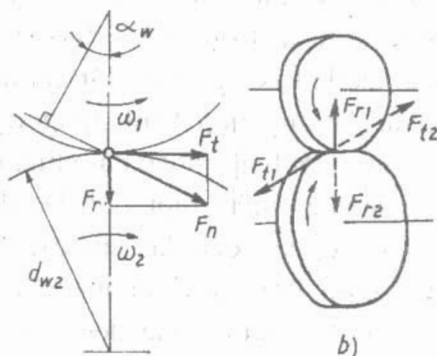
- Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{t1} tg\alpha \approx F_{r2}$$

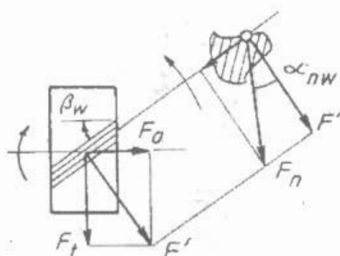
Do đó, lực pháp tuyến:

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha} \qquad (3\text{-}47)$$

Đối với bộ truyền bánh răng nghiêng xuất hiện thêm lực dọc trục F_a. Chiều của F_a phụ thuộc vào chiều quay, hướng răng và bánh răng là chủ động hay bị động, song nó luôn hướng vào mặt răng khi làm việc, hình 3-26.



Hình 3-27



Hình 3- 28

- Lực vòng: $$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \approx F_{t2}$$

- Lực hướng tâm: $$F_{r1} = F_t' tg\alpha_n = F_{t1} tg\alpha_n / \cos\beta = F_{t1} tg\alpha_t \approx F_{r2}$$

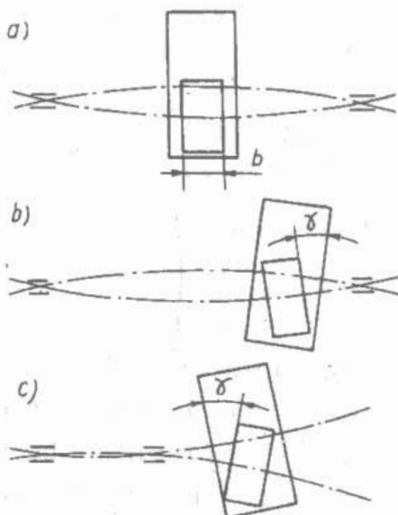
- Lực dọc trục: $$F_{a1} = F_{t1} tg\beta \approx F_{a2}$$

Do đó, lực pháp tuyến:

$$F_{n1} = F_t' / \cos\alpha_n = F_{t1} / \cos\alpha_n \cos\beta \approx F_{n2} \qquad (3\text{-}48)$$

2.2. Sự phân bố không đều tải trọng trong bộ truyền bánh răng

- Khi bánh răng đặt đối xứng với ổ, trục bị võng không làm nghiêng các bánh răng do đó ảnh hưởng ít đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng. Đó là trường hợp thuận lợi nhất, hình 3-27a. Trường hợp bánh răng đặt không đối xứng với hai ổ hoặc đặt chìa, các bánh răng sẽ chéo nhau một góc. Do đó sẽ phá hoại sự tiếp xúc đều đặn của các răng. Nếu răng tuyệt đối cứng, chúng chỉ tiếp xúc nhau ở phần mút, song do biến dạng đàn hồi, các răng sẽ tiếp xúc nhau trên phần lớn hoặc toàn bộ chiều dài, tuy nhiên lúc này tải trọng sẽ phân bố không đều do biến dạng khác nhau của các đoạn răng.

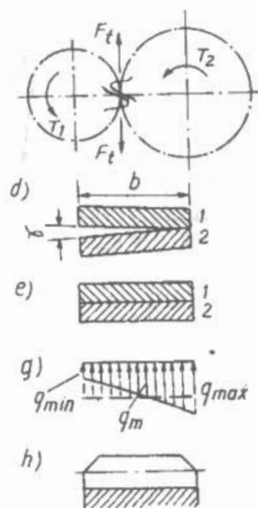


Hình 3-27

- Tỷ số giữa tải trọng riêng cực đại q_{max} và tải trọng riêng trung bình q_m được gọi là hệ số phân bố không đều trên chiều rộng vành răng:

$$K_{H\beta} = \frac{q_{max}}{q_m} \qquad (3\text{-}49)$$

Như vậy nguyên nhân của sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng răng là do biến dạng của trục, ổ đỡ, vỏ máy và của bản thân bánh răng. Sự phân bố tải trọng không đều phụ thuộc vào vị trí của bánh răng đối với ổ, độ cứng của trục và chiều rộng tương đối của vành răng.



Hình 3-28

2.3. Tải trọng động khi ăn khớp

- Trong quá trình ăn khớp, điểm tiếp xúc trên hai cạnh răng bánh răng thay đổi. Bánh răng bị động vào ăn khớp ở đỉnh răng và ra khớp tại 1 điểm ở chân răng. Vì khoảng cách từ điểm tiếp xúc đến trục quay bánh răng thay đổi, nên độ cứng tiếp xúc của các răng cũng thay đổi trong quá trình ăn khớp.

Gọi q_v - Tải trọng động riêng (tải trọng động phụ thuộc trên một đơn vị chiều rộng vành răng)

q_t - Tải trọng riêng ngoài

Thì tải trọng riêng toàn phần q bằng: $q = q_t + q_v = q_t(1 + \frac{q_v}{q_t}) = q_t.K_v$

Hệ số tải trọng động khi tính về độ bền tiếp xúc K_{Hv} và hệ số tải trọng động khi tính về độ bền uốn K_{Fv} được xác định theo các công thức sau:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_w d_{w1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (3\text{-}50)$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_w d_{w1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{F\alpha}} \quad (3\text{-}51)$$

3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng

3.1. Các dạng hỏng

3.1.1. Gẫy răng

- Là dạng hỏng nguy hiểm nhất vì gẫy răng không những làm cho bộ truyền mất khả năng làm việc mà nhiều khi còn làm hỏng các chi tiết khác như trục, ổ đỡ.

Dưới tác dụng của tải trọng F_n, tại chân răng xuất hiện ứng suất uốn σ_F. Khi bộ truyền làm việc, ứng suất uốn thay đổi có chu kỳ dẫn đến sau một số chu kỳ chịu tải xác định, ở chân răng là nơi có tập trung ứng suất do hình dạng răng thay đổi, sẽ xuất hiện các vết nứt vì mỏi, các vết nứt phát triển trong quá trình làm việc dẫn tới gãy răng.



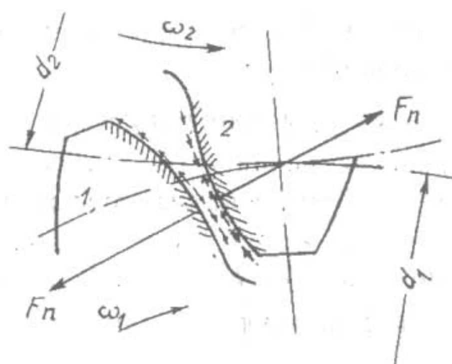
Hình 3-29

Gãy răng là do tác động lâu dài của ứng suất uốn thay đổi có chu kỳ và có giá trị vượt quá giá trị cho phép. Đồng thời gãy răng còn do quá tải.

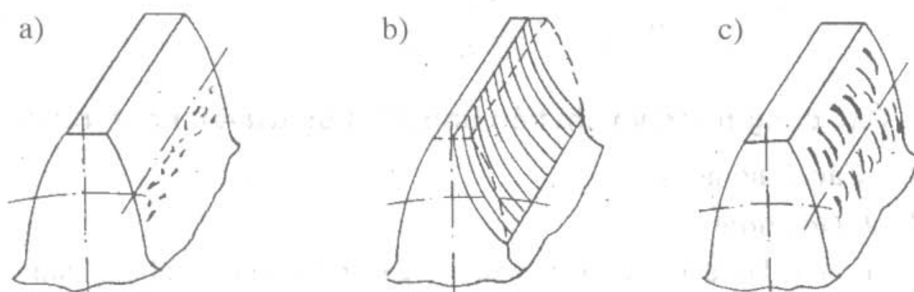
3.1.2. Tróc rỗ bề mặt răng

- Là dạng hỏng bề mặt chủ yếu trong bộ truyền được bôi trơn tốt, hình 3-31a. Tương tự bộ truyền bánh ma sát, ứng suất tiếp xúc thay đổi có chu kỳ làm xuất hiện các vết nứt vì mỏi. Tróc rỗ thường bắt đầu ở vùng tâm ăn khớp về

phía chân răng, vì tại đây ứng suất tiếp xúc σ_H có trị số lớn nhất (vùng ăn khớp một đôi). Trong quá trình làm việc các vết tróc phát triển về kích thước và số lượng, làm cho mặt răng mất nhẵn, mặt răng mấp mô, tải trọng động tăng, màng dầu giữa các mặt răng khó hình thành, khiến cho răng bị mòn xước nhanh cuối cùng phá huỷ chân răng. Để tránh tróc rỗ mặt răng cần tính toán răng theo độ bền mỏi tiếp xúc.



Hình 3-30



Hình 3-31

3.1.3. Mòn răng

- Là dạng hỏng thường gặp trong các bộ truyền bôi trơn không tốt, ở bộ truyền hở và cũng xảy ra ở bộ truyền kín nhưng che chắn không tốt để bụi bặm hoặc các hạt kim loại bị mòn rơi vào, hình 3-31b. Ở các bộ truyền bị mòn, khe hở cạnh răng tăng lên, dạng răng bị méo mó làm tăng tải trọng và tiếng ồn, giảm tiết diện của răng tới mức có thể làm gẫy răng.

Trong thực tế để giảm độ mòn bằng cách tăng độ cứng và độ nhẵn mặt răng, giữ không cho các hạt mài mòn rơi vào bộ truyền, dùng dầu bôi trơn thích hợp.

3.1.4. Dính răng

- Thường xuất hiện ở các bộ truyền nặng, vận tốc cao, hình 3-31c. Tại chỗ tiếp xúc của các răng nhiệt độ sinh ra khá cao, phá vỡ màng dầu bôi trơn làm cho các răng tiếp xúc trực tiếp với nhau. Khi chuyển động tương đối trong điều kiện áp suất và nhiệt độ cao các mảng kim loại có thể bị dứt ra khỏi một mặt răng và bám lên mặt răng kia gây nên hiện tượng dính.

- Để tránh dính có thể dùng các biện pháp như mòn răng, ngoài ra dùng dầu cản dính với độ nhớt cao cũng là một biện pháp có hiệu quả.

Ngoài bốn dạng hỏng cơ bản trên, trong bộ truyền bánh răng còn thấy xuất hiện biến dạng dẻo mặt răng đối với bánh răng thép độ cứng thấp, tải nặng, vận tốc thấp.

3.2. Chỉ tiêu đánh giá

Để bộ truyền bánh răng làm việc tốt, ổn định lâu dài cần tiến hành tính toán bộ truyền bánh răng theo các chỉ tiêu sau đây:

- Tính răng về độ bền tiếp xúc xuất phát từ điều kiện:

$$\sigma_H \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}52)$$

với $[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép xác định bằng thực nghiệm, nhằm tránh tróc rỗ là chủ yếu, đồng thời cũng là để hạn chế mòn và dính răng.

- Tính răng về độ bền uốn đề phòng gãy răng, xuất phát từ điều kiện

$$\sigma_F \le [\sigma_F] \qquad (3\text{-}53)$$

- Kiểm nghiệm tính toán về quá tải đề phòng gãy dòn hoặc biến dạng dẻo lớp bề mặt.

4. Tính toán độ bền bộ truyền bánh răng trụ

4.1. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc

Vì vết tróc bắt đầu ở vùng tâm ăn khớp về phía chân răng nên để thuận tiện tính ứng suất tại tâm ăn khớp, tại đó coi sự tiếp xúc của các răng như sự tiếp xúc của hai hình trụ với bán kính cong ρ_1 và ρ_2.

Sử dụng công thức Hec (Xem thêm chương I), điều kiện tiếp xúc có dạng:

$$\sigma_H = Z_M\sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \le [\sigma_H].$$

Trong đó: $$Z_M = \sqrt{\frac{2.E_1E_2}{\pi\left[E_2\left(1-\mu_1^2\right)+E_2\left(1-\mu_2^2\right)\right]}}$$

$$q_H = \frac{F_nK_H}{l_H} = \frac{F_tK_H}{l_H\cos\alpha_w} \qquad l_H = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2} \text{ với } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$$

l_H - Chiều dài tiếp xúc; ε_α - Hệ số trùng khớp

Như vậy, tải trọng riêng tính toán bởi công thức.

$$q_H = \frac{F_t K_H Z_\varepsilon^2}{b_w \cos\alpha_w}$$

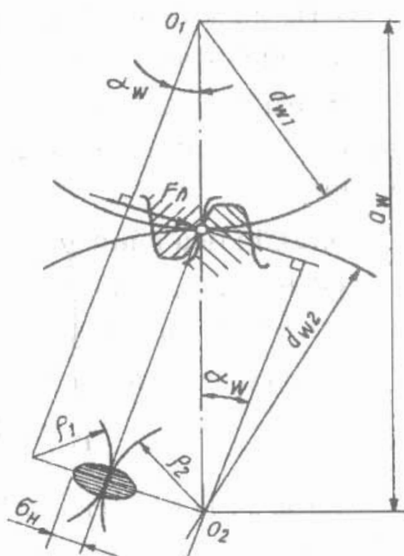
Bán kính cong tương đương:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \quad \text{hoặc} \quad \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$

Dấu " + " ứng với ăn khớp ngoài, dấu " - " ứng với ăn khớp trong.

Vậy, công thức Hec có dạng:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_w d_{w1} u} \frac{2}{\sin 2\alpha_w} Z_\varepsilon^2} \le [\sigma_H]$$



Hình 3-32

Gọi $Z_H = \sqrt{2/\sin(2\alpha_w)}$ - là hệ số xét đến hình dạng tiếp xúc, ta được công thức sau đây để kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của răng bánh răng trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_w d_{w1} u}} \le [\sigma_H]$$

Hoặc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{b_w u}} \le [\sigma_H]$$

Để thiết kế đặt: $b_w = \psi_{bd} d_{w1}$, sau khi biến đổi được công thức thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng về độ bền tiếp xúc:

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}} \qquad (3\text{-}54)$$

Với $K_d = \sqrt[3]{2(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}$

Khoảng cách trục được xác định bằng công thức:

$$a_w = K_a(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}} \qquad (3\text{-}55)$$

Với $\qquad K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}$; $\psi_{ba} = b_w / a_w$

ψ_{ba}, ψ_{bd} - hệ số chiều rộng vành răng

4.2. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền uốn

Tính toán nhằm đề phòng trường hợp dạng hỏng gẫy răng. Trong quá trình ăn khớp, điểm đặt lực di chuyển trên mặt làm việc của răng, ở bánh bị động từ đỉnh răng đến đáy răng. Rõ ràng ứng suất uốn sẽ lớn nhất khi cặp răng chịu toàn bộ tải trọng F_n và điểm đặt lực xa đáy răng nhất.

Phân F_n thành hai phần:

$F_n \cos\alpha'$ gây uốn răng

$F_n \sin\alpha'$ gây nén răng.

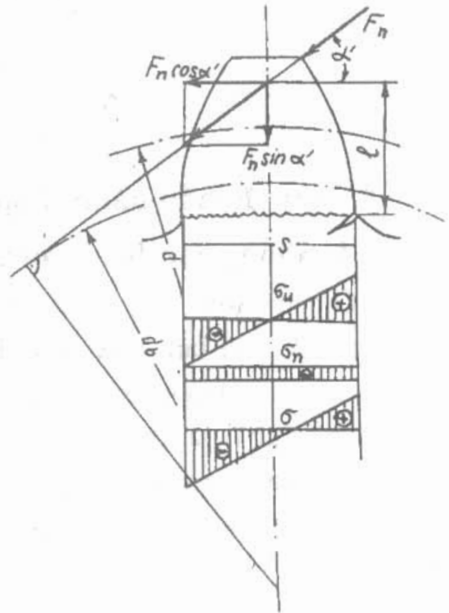
Ứng suất danh nghĩa ở phía chịu kéo:

$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n = \frac{F_n \cos\alpha' l}{W} - \frac{F_n \sin\alpha'}{A}$$

Mônmen cản uốn W và tiết diện nguy hiểm A. Thực nghiệm đã chứng tỏ khi chiều rộng vành răng $b_w = 1$ đơn vị, ta có: A= 1.s và W = 1.s^2/6 do đó:

$$\sigma = \frac{F_n K_F}{b_w}\left(\frac{6h_t \cos\alpha'}{s^2} - \frac{\sin\alpha'}{s}\right)$$

Vì l và s tỷ lệ với môđun nên có thể viết l = e.m ; s = g.m, với e và g là các hệ số tỷ lệ. Đồng thời thay $F_n = F_t/\cos\alpha_w$ ta được :



Hình 3-33

$$\sigma = \frac{F_n K_F}{b_w m}\left(\frac{6e\cos\alpha'}{g^2\cos\alpha_w} - \frac{\sin\alpha'}{g\cos\alpha_w}\right)$$

Ứng suất lớn nhất ở chân răng là:

$$\sigma_F = \alpha_u \sigma = \frac{F_n K_F}{b_w m}\left(\frac{6e\cos\alpha'}{g^2\cos\alpha_w} - \frac{\sin\alpha'}{g\cos\alpha_w}\right)\alpha_u$$

Đặt:

$$Y_F = \left(\frac{6e\cos\gamma}{g^2} - \frac{\sin\gamma}{g}\right)\frac{\alpha_\sigma}{\cos\alpha_w} \qquad (3\text{-}56)$$

Ta có công thức kiểm nghiệm độ bền uốn:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\varepsilon}{b_w m} \leq [\sigma_F] \qquad (3\text{-}57)$$

Để thiết kế bộ truyền bánh răng theo độ bền uốn thay $b_w = \psi_{bd} d_{w1}$, $d_{w1} \approx m z_1$, ta được công thức thiết kế sau:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} \quad \text{(mm)} \qquad (3\text{-}58)$$

5. Tính độ bền bánh răng trụ răng nghiêng hoặc chữ V

5.1. Những đặc điểm trong tính toán độ bền

- Ở các bánh răng nghiêng, các răng làm với đường sinh của hình trụ chia một góc β. Khi làm việc, các đôi răng không cùng vào ăn khớp trên toàn bộ chiều dài răng mà răng vào khớp dần dần, do đó các răng chịu tải và thôi tải dần dần. Ngoài ra, trong vùng ăn khớp bao giờ cũng có ít nhất 2 đôi răng ăn khớp, đường tiếp xúc giữa các răng nằm chếch trên bề mặt răng nên chiều dài tiếp xúc lớn. Do vậy, bánh răng nghiêng ăn khớp êm hơn, va đập và tiếng ồn giảm bớt so với bánh răng thẳng.

- Khi cắt răng nghiêng cũng dùng dao có cùng Prôfin như khi cắt răng thẳng, vì vậy Prôfin răng nghiêng trong mặt cắt vuông góc với hướng răng (Mặt cắt pháp tuyến n - n) trùng với Prôfin răng thẳng. Môđun trong mặt cắt pháp là môđun tiêu chuẩn. Kích thước và hình dạng răng trong mặt cắt pháp tuyến

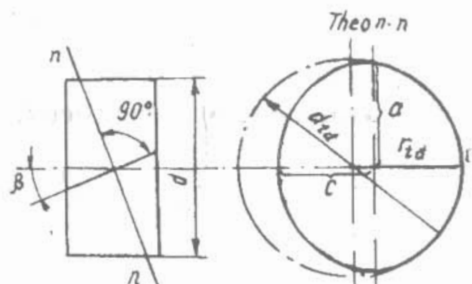
quyết định độ bền của răng. Trong mặt cắt ngang t - t các thông số của bánh răng nghiêng thay đổi phụ thuộc góc β.

Môđun ngang: $m_t = m/\text{Cos}\beta$

Đường kính vòng chia:

$d = m_t z = mz/\text{Cos}\beta$

Khi tính toán, bánh răng nghiêng được thay thế bằng bánh răng thẳng tương đương: Cắt bánh răng trụ răng nghiêng bằng mặt phẳng vuông góc với mặt răng, mặt cắt là một hình Elíp có các bán trục $a = d/2\text{Cos}\beta$; $c = d/2$. Các cạnh răng gần đúng là đường thân khai, dạng răng giống dạng răng của bánh rặng trụ răng thẳng có bán kính r_{td}:



Hình 3-34

$$r_{td} = \frac{a^2}{c} = \frac{d}{2Cos^2\beta}$$

do đó: $$d_{td} = 2r_{td} = \frac{d}{Cos^2\beta}$$

Số răng của bánh răng tương đương (Bánh răng thay thế), gọi là số răng tương đương:

$$z_{td} = \frac{d_{td}}{m} = \frac{d}{mCos^2\beta} = \frac{m_t z}{m_t Cos\beta Cos^2\beta}; \text{ hay } z_{td} = \frac{z}{Cos^3\beta} \quad (3\text{-}59)$$

5.2. Tính răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}(u \pm 1)}{b_w u}} \le [\sigma_H] \quad (3\text{-}60)$$

Z_M - Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu, nếu các bánh răng bằng thép thì $Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}$.

Z_H - hệ số hình dạng bề mặt tiếp xúc, $Z_M = \sqrt{2\cos\beta/\sin 2\alpha_{tw}}$

Z_ε - Hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc, $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}(u \pm 1)}{\psi_{bd}[\sigma_H]^2 u}}$$ αβε (3-61)

hoặc

$$a_w = K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba}[\sigma_H]^2 u}} \quad (3\text{-}62)$$

5.3. Tính răng nghiêng theo độ bền uốn

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w1} m} \le [\sigma_F] \quad (3\text{-}63)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} \le [\sigma_{F2}] \quad (3\text{-}64)$$

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} \quad (3\text{-}65)$$

5.4. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Cần kiểm nghiệm răng khi bị quá tải đột ngột với T_{max}, để tránh biến dạng dư hoặc phá hỏng bề mặt hoặc gẫy răng do dòn

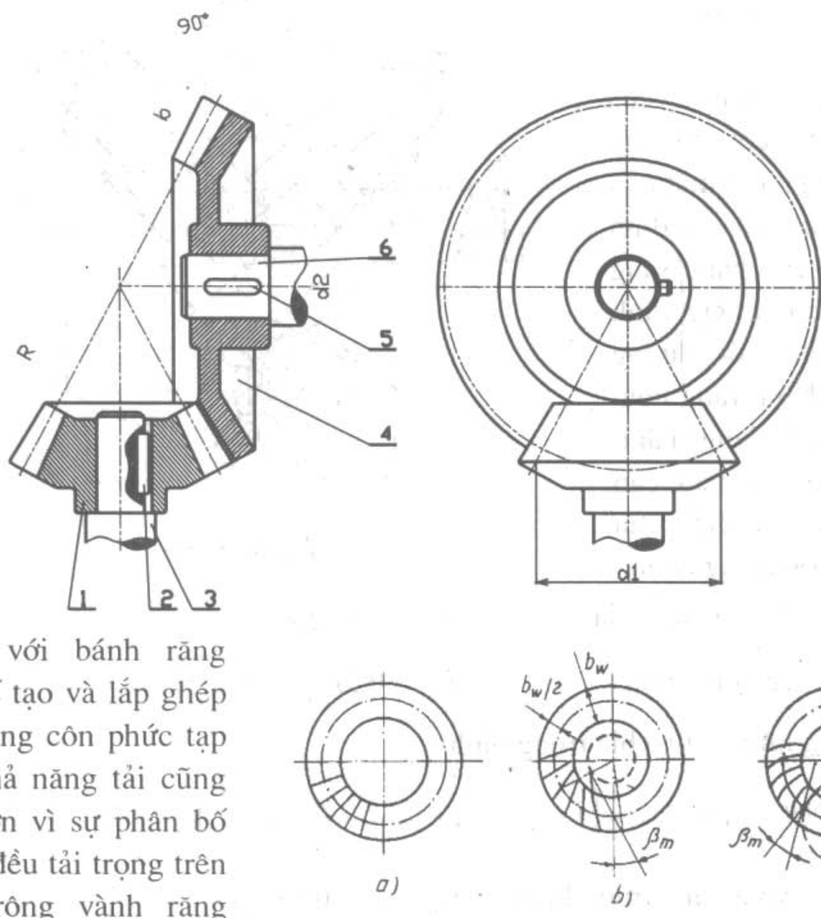
$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_1}} \le [\sigma_H]_{\max}$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_1}} \le [\sigma_F]_{\max}$$

6. Truyền động bánh răng côn

6.1. Khái niệm chung

Bộ truyền bánh răng côn dùng chủ yếu để truyền chuyển động giữa các trục giao nhau, góc giữa hai trục thường là 90^0.



Hình 3-35

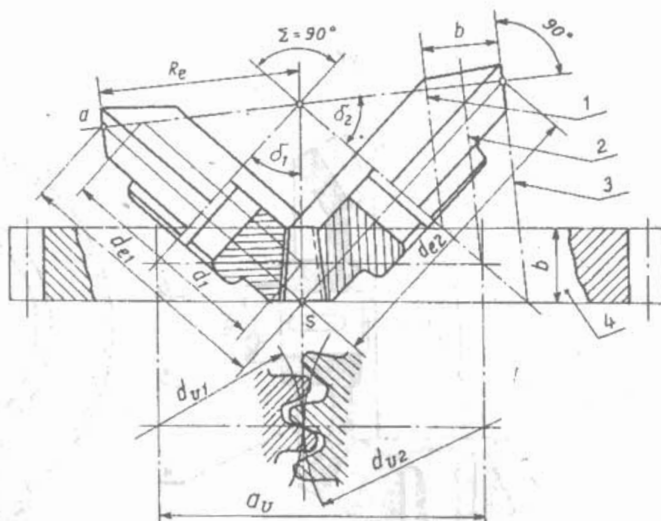
So với bánh răng trụ, chế tạo và lắp ghép bánh răng côn phức tạp hơn, khả năng tải cũng thấp hơn vì sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng thêm do một trong hai bánh côn thường phải đặt chìa. Tuy nhiên trong thực tế dùng bộ truyền bánh răng côn khá nhiều vì kết cấu máy đòi hỏi phải bố trí trục giao nhau. Trong truyền động bánh răng côn sử dụng răng thẳng, răng nghiêng, răng cung tròn (hình 3-35). Bánh răng côn răng thẳng có thể làm việc với vận tốc vòng 8 m/s nhưng thích hợp nhất chỉ nên dùng khi vận tốc vòng tới 3 m/s. Với vận tốc vòng lớn hơn có thể dùng bánh côn không thẳng. Thường sử dụng bánh răng côn cung tròn với góc nghiêng $\beta_m = 35^0$.

6.2. Các thông số hình học chủ yếu

Trong bộ truyền bánh răng côn thay cho mặt trụ chia và mặt trụ lăn là mặt côn chia và mặt côn lăn, hai mặt côn đó thường trùng nhau vì với bánh răng

côn không dùng dịch chỉnh góc.

Prôfin răng của bánh răng côn thường nằm trên những mặt côn phụ tức mặt côn có đỉnh trên trục của bánh răng côn và có đường sinh vuông góc với đường sinh của bánh răng côn. Thường sử dụng bánh răng côn có chiều cao giảm dần đều, đỉnh của các mặt côn trùng nhau.



Hình 3-36

Đường kính vòng chia: $d_e = m_{te} z = 2R_e / \sqrt{1+u^2}$

Chiều dài côn ngoài: $R_e = 0{,}5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$

Đường kính vòng chia trung bình:

$$d_m = 2(R_e - 0{,}5b)\sin\delta = \left(1 - 0{,}5\frac{b}{R_e}\right)2R_e \sin\delta = (1 - 0{,}5K_{be})d_e \quad (3\text{-}66)$$

Môđun vòng chia trung bình: $m_{tm} = (1 - 0{,}5K_{be})m_{te}$

Môđun pháp trung bình: $m_{nm} = m_{tm} \cos\beta_m$

Tỷ số truyền: $u = \dfrac{d_{e2}}{d_{e1}} = \dfrac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = tg\delta_2 = \dfrac{Z_2}{Z_1}$

6.2.1. Với bánh răng côn răng thẳng, bánh răng trụ tương đương có các thông số sau

Đường kính vòng chia: $d_{vt} = \dfrac{d_{m1}}{\cos\delta} = \dfrac{d_e(1 - 0{,}5K_{be})}{\cos\delta}$ (3-67)

Môđun: $m_{tm} = (1 - 0{,}5K_{be})m_{te}$

Số răng: $z_{vt} = \dfrac{d_v}{m_{tm}} = \dfrac{d_e}{\cos\delta \times m_{te}} = \dfrac{z}{\cos\delta}$

6.2.2. Bánh răng côn răng không thẳng

Đường kính vòng chia: $d_{vn} = \dfrac{d_e(1-0{,}5K_{be})}{\cos\delta.\cos^2\beta_m}$ (3-68)

Môđun: $m_{nm} = (1-0{,}5K_{be})m_{te}\cos\beta_m$

Số răng: $z_{vn} = \dfrac{z}{\cos\delta\cos^3\beta_m}$

Tỉ số truyền của của bộ truyền bánh răng trụ tương đương:

$$u_v = \frac{d_{vn2}}{d_{vn1}} = \frac{d_{vt2}}{d_{vt1}} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}}.\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} = tg\delta_2 tg\delta_2 = u^2 \quad (3\text{-}69)$$

*** Lưu ý:**

- Số răng Z_{min} của bánh răng trụ răng thẳng tương đương cũng phải ≥ 17.

- Với bánh răng côn thường dùng dịch chỉnh đều đẻ cân bằng hệ số trượt, giảm mòn.

6.3. Lực tác dụng trong bộ truyền

6.3.1. Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

Lực pháp truyến tác dụng trong mặt cắt pháp, được phân làm ba thành phần:

- Lực vòng : $F_{t1} = \dfrac{2T_1}{d_{m1}}$

Lực hướng tâm : $F_{r1} = F_r^{'}\sin\delta_1 = F_{t1}tg\alpha\sin\delta_1$

- Lực dọc trục :

$F_{a1} = F_r^{'}\sin\delta_1 = F_{t1}tg\alpha\sin\delta_1$

6.3.2. Bộ truyền bánh răng côn răng cung tròn

- Lực vòng :

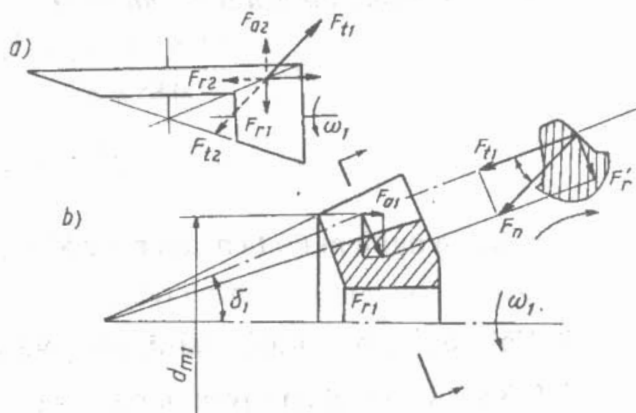
$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

- Lực hướng tâm:

$F_{r1} = F_r^{'}\cos\delta_1 - F_a^{'}\sin\delta_1$

- Lực dọc trục :

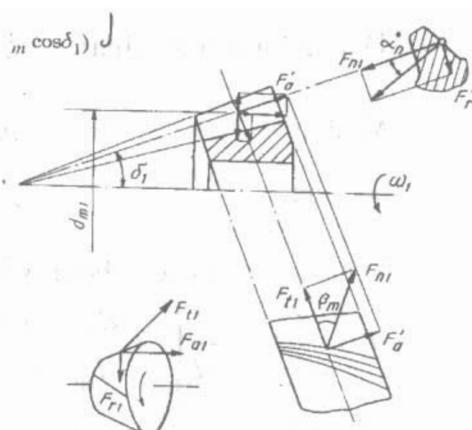
$F_{a1} = F_r^{'}\sin\delta_1 + F_a\cos\delta_1$



Hình 3-37

6.4. Tính toán độ bền

6.4.1. Tính toán độ bền tiếp xúc của răng



Hình 3-38

Do bộ truyền bánh răng côn không sử dụng ăn khớp trong, nên công thức tính độ bền tiếp xúc là:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (u^2+1)}{\dfrac{bu^2 d_{m1}}{0{,}85\cos\delta_1}}} \le [\sigma_H] \quad (3\text{-}70)$$

Với:

$$d_{m1} = d_{vt1}\cos\delta_1$$

Thay

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad \cos\delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1+tg^2\delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\dfrac{1}{u}\right)^2}} = \frac{u}{\sqrt{1+u^2}}$$

ta được công thức kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc đối với truyền động bánh răng côn:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{1+u^2}}{0{,}85.d_{m1}^2 b\, u}} \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}71)$$

6.4.2. Tính toán độ bền uốn của răng

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} Y_\beta Y_\varepsilon}{0{,}85.m.b.d_{m1}} \le [\sigma_{F1}] \qquad (3\text{-}72)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \le [\sigma_{F2}] \qquad (3\text{-}73)$$

6.5. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Tương tự như bộ truyền bánh răng

7. Vật liệu - nhiệt luyện bánh răng và ứng suất cho phép

7.1. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng

7.1.1 Vật liệu

Vật liệu chế tạo bánh răng cần thoả mãn các yêu cầu về độ bền tiếp xúc và

độ bền uốn, đồng thời phải cắt răng dễ dàng đảm bảo độ chính xác và độ nhẵn cần thiết. Thường dùng thép, gang, chất dẻo để chế tạo bánh răng, trong đó thép được dùng nhiều hơn cả.

Thép chế tạo bánh răng được chia là hai nhóm chính khác nhau về độ rắn, công nghệ chế tạo, khả năng tải và khả năng chạy mòn:

- Nhóm I: Vật liệu có độ rắn HB ≤ 350, nhiệt luyện; thường hoá hoặc tôi cải thiện. Ví dụ như C30, C35, C40

- Nhóm II: Vật liệu có độ rắn HB > 350, nhiệt luyện; tôi thấm C, thấm N hoặc thấm C-N. Ví dụ như 40CrMn, 45Cr, 40CrNi v.v

7.1.2. Nhiệt luyện

Thường dùng các loại nhiệt luyện sau:

- Tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao, thích hợp với các răng có môđun m > 5 mm, vật liệu có hàm lượng cácbon 0,3 ÷ 0,5 %, chiều dày lớp thấm 3 ÷ 4 mm, độ rắn có thể đạt được 45 ÷ 55 HRC.

- Thấm Cácbon (C) đối với thép có hàm lượng cácbon 0,1 ÷ 0,2 % chiều dầy lớp thấm 1,5 ÷ 1,8 mm, đạt độ rắn 56 ÷ 63 HRC, sau khi thấm thường phải mài. Thép thấm C có độ chịu mài mòn tốt, độ bền cao, dùng nhiều trong ngành vận tải và hàng không.

- Thấm Nitơ (N) dùng cho vật liệu có hàm lượng Cácbon trung bình (≈0,4%) chiều dày lớp thấm 0,1 ÷ 0,6mm, độ rắn đạt được như khi thấm C. Do lớp thấm mỏng nên không thích hợp với môi trường lắm bụi, dầu bẩn và quá tải, nhưng bù lại bánh răng thấm N rất ít bị vênh do đó không cần phải mài sau khi cắt răng và thích hợp cho bánh răng ăn khớp trong.

- Thấm C-N dùng cho các mác thép như 25CrMnMo, 25CrMnT,chiều dày lớp thấm 0,3 ÷ 0,8mm đạt độ rắn 60 ÷ 63 HRC, ít cong vênh, được dùng nhiều trong các hộp giảm tốc có công dụng chung, trong công nghiệp ôtô và các lĩnh vực khác.

7.2. Ứng suất tiếp xúc cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định theo công thức:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\lim} K_{HL}}{S_H} Z_R Z_v K_{xH} \qquad (3\text{-}74)$$

Hệ số tuổi thọ được tính theo công thức:

$$K_{HL} = \left(\frac{N_{H0}}{N_{HE}}\right)^{\frac{1}{m_H}}$$

Trong đó: $N_{H0} = 30HB^{2,4}$

Khi chịu tải trọng tĩnh: $N_{HE} = 60cnt_{\Sigma}$

Trong trường hợp tải trọng thay đổi theo bậc ta có:

$$N_{HE} = \sum \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}}\right)^{m_H} N_1$$

Với $m_H = 6$ và vì ứng suất tiếp xúc tỉ lệ với mômen xoắn mũ 1/2 nên:

$$N_{HE} = 60c\sum\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^3 n_i t_i \qquad (3\text{-}75)$$

Trong trường hợp tải trọng thay đổi liên tục cần quy về một chế độ điển hình, lúc này chu kỳ chịu tải trọng tương đương được xác định theo công thức:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$$

Với: $N_{\Sigma} = 60c\sum n_i t_1$

7.3. Ứng suất uốn cho phép

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$ được xác định theo công thức:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\lim} K_{FL}}{S_F} K_{FC} Y_R Y_S Y_{xF} \qquad (3\text{-}76)$$

Hệ số tuổi thọ được tính theo công thức:

$$K_{FL} = \left(\frac{N_{F0}}{N_{FE}}\right)^{\frac{1}{m_F}}$$

Với: $N_{FE} = 60c\sum\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^{m_F} n_i t_i$

Trường hợp tải trọng thay đổi liên tục, tương tự như khi tính N_{HE} ta tính được công thức:

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}$$

7.4. Ứng suất cho phép khi quá tải

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải $[\sigma_H]max$ và ứng suất uốn cho phép khi quá tải $[\sigma_F]max$ phụ thuộc vào phương pháp nhiệt luyện bánh răng.

- Với bánh răng thường hoá, tôi cải thiện (HB # 350):

$$[\sigma_H]max = 2{,}8\sigma_{ch}$$

$$[\sigma_F]max = 0{,}8\sigma_{ch}$$

- Với bánh răng tôi bề mặt, thấm C, thấm N (HB > 350):

$$[\sigma_H]max = 40HRC_m$$

$$[\sigma_F]max = 0{,}6\sigma_b$$

Ứng suất cho phép khi quá tải được dùng làm căn cứ để kiểm tra độ bền tĩnh của bánh răng nhằm tránh biến dạng dư lớp bề mặt hoặc gẫy giòn do bộ truyền bị quá tải đột ngột trong thời gian ngắn.

$$[\sigma_H]max = \sigma_H\sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} \le [\sigma_H]_{max}$$

$$[\sigma_F]max = \sigma_F\sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} \le [\sigma_F]_{max}$$

8. Bài tập: Thiết kế bộ truyền bánh răng nghiêng cấp nhanh trong hộp giảm tốc với số liệu: Công suất trên trục1 P_1 = 3,4kw, số vòng quay cấp nhanh n_1 = 1450 vg/ph; Tỉ số truyền u = 3,6; bộ truyền quay một chiều; thời hạn sử dụng 18000h; tải trọng thay đổi ổn định.

V. TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên tắc làm việc

Truyền động trục vít dùng để truyền chuyển động quay giữa hai trục chéo nhau; góc giữa hai trục thường là $\theta = 90^0$. Thông thường trục vít 1 là bánh chủ động và bánh vít 2 là bị động. Trục vít quay không tịnh tiến, các ren trục vít đẩy các ren bánh vít và làm bánh vít quay.

1.2. Phân loại, ưu nhược điểm

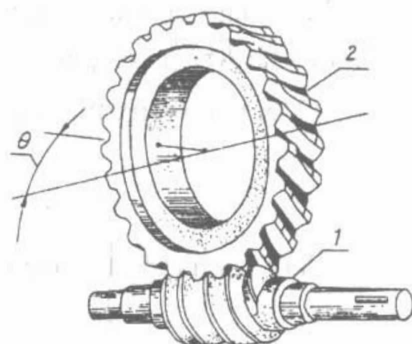
1.2.1. Phân loại

Có nhiều loại trục vít nhưng ở đây chỉ đề cập đến trục vít trụ.

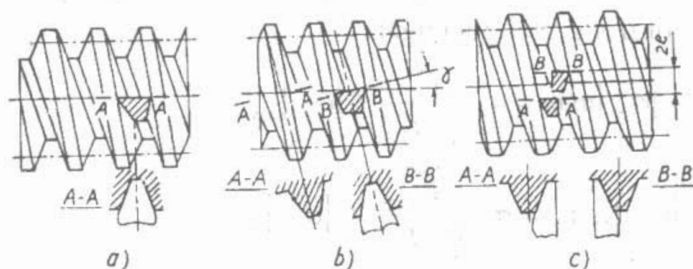
- Trục vít Acsimet, Hình 3-40a: Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang (Vuông góc với đường tâm trục vít) là đường Acsimét.

- Trục vít Kônvôlut, hình 3-40b: Giáo tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường Konvôlut.

- Trục vít Thân khai, hình 3-40c: Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường thân khai.



Hình 3-39



Hình 3-40

Bánh vít: Được chế tạo bằng dao phay lăn có hình dạng giống trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít, nhưng có đường kính đỉnh dao lớn hơn đường kính đỉnh ren trục vít để tạo khe hở hướng tâm giữa đỉnh ren trục vít với chân ren bánh vít. Do quá trình cắt ren giống như quá trình ăn khớp, và chỉ ăn dao hướng kính nên mặt đỉnh ren và mặt chân là một phần mặt xuyến.

1.2.2. Ưu điểm

- Làm việc êm, không gây tiếng ồn như các bộ truyền bánh răng hoặc xích.
- Thực hiện tỷ số truyền lớn trong một cấp.
- Có khả năng tự hãm.

1.2.3. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp, sinh nhiệt nhiều do trượt dọc giữa các răng.
- Cần sử dụng vật liệu giảm ma sát đắt tiền để chế tạo vành bánh vít.
- Yêu cầu cao về độ chính xác lắp ghép.

1.3. Độ chính xác chế tạo

Cũng giống bộ truyền bánh răng, tiêu chuẩn cũng quy định bộ truyền trục vít có 12 cấp chính xác. Từ cấp 3 đến cấp 6 được dùng cho các bộ truyền yêu cầu cao về độ chính xác động học. Với các bộ truyền truyền lực thường dùng nhất là các cấp 7, 8, 9. Chọn cấp nào là dựa vào vận tốc trượt.

Với mỗi cấp chính xác cũng quy định bạ chỉ tiêu về mức chính xác động học, mức làm việc êm và mức tiếp xúc giữa ren trục vít và răng bánh vít. Đồng thời tiêu chuẩn cũng quy định 6 dạng khe hở giữa ren trục vít và răng bánh vít: A, B, C, D, E, H theo thứ tự khe hở cạnh răng giảm dần cho đến H có khe hở bằng 0.

Dạng khe hở	A, B	C	D	E, H
Cấp chính xác động học	5-12	3-9	3-8	1-6

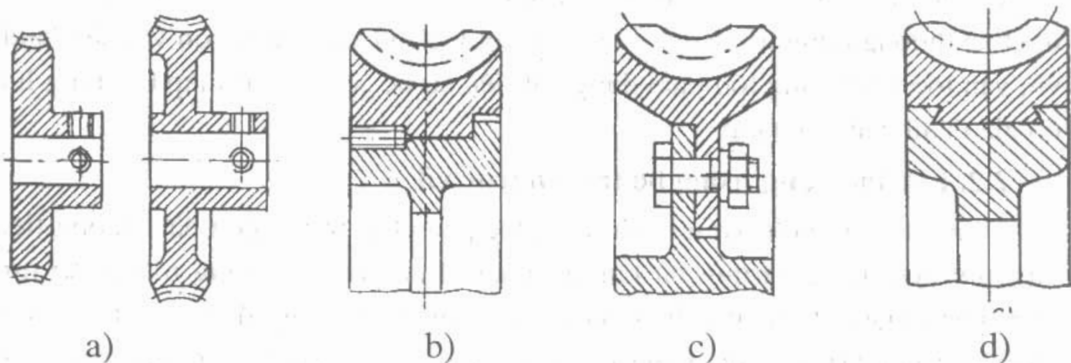
1.4. Kết cấu bánh vít-trục vít

- Trục vít: Thường được chế tạo liền với trục, khi thiết kế kết cấu cần chú ý đến việc thoát dụng cụ cắt khi gia công ren.

Bánh vít: Được chế tạo riêng rồi lắp lên trục. Khi đường kính bánh vít dưới 120mm có thể chế tạo bánh vít liền khối, hình 3-41a; còn khi đường kính lớn, để tiết kiệm kim loại màu, thường chế tạo bánh vít bằng vật liệu giảm ma sát rồi ghép với thân bánh vít bằng gang nhờ độ dôi, hình 3-41b; hặc bằng bu lông, hình 3-41c. Trong sản xuất hàng loạt thường dùng vành bánh vít bằng đồng thanh, đúc trực tiếp vào may ơ, hình 3-41d.

2. Cơ học truyền động trục vít

2.1. Vận tốc và tỷ số truyền



Hình 3-41

Khi trục vít quay được một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn bánh vít di chuyển được một khoảng bằng bước vít p_x tức là bánh vít quay được $p_x/(\pi d_2)$ vòng. Do đó khi trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít sẽ quay được $n_2 = n_1 p_x/(\pi d_2)$.

Tỷ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi d_2}{p_x} = \frac{\pi m z_2}{z_1 p_x} = \frac{z_2}{z_1}\text{ ; ta có: } v_2 = v_1 tg\gamma_w\text{ ; } \pi d_2 n_2 = \pi d_{w1} n_1 tg\gamma_w$$

do đó:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_{w1} tg\gamma_w} \qquad (3\text{-}77)$$

Như vậy tỷ số truyền trong bộ truyền trục vít không bằng tỷ số của các đường kính như trong bộ truyền bánh răng.

Do vận tốc vòng v_1 và v_2 khác phương và trị số nên khi bộ truyền làm việc, ren trục vít trượt dọc trên răng bánh vít

$$v_t = \frac{v_1}{\cos\gamma_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000\cos\gamma_w} \quad \text{m/s}$$

Với bộ truyền không dịch chỉnh: $d_{w1} = d_1 = mq \qquad \gamma_w = \gamma$

do đó: $\cos\gamma = \dfrac{1}{\sqrt{1+tg^2\gamma}} = \dfrac{q}{\sqrt{z_1^2+q^2}}$ nên: $v_t = \dfrac{mn_1}{19100}\sqrt{z_1^2+q^2}$

Trượt dọc răng làm tăng mất mát về ma sát, làm giảm hiệu suất, làm tăng nguy hiểm về mòn và dính nhất là ở thời kỳ đóng mở máy. Trong tính toán thiết kế thường dùng trị số của vận tốc trượt v_t làm căn cứ để chọn vật liệu bánh vít, vận tốc trượt càng lớn phải dùng vật liệu có hệ số ma sát thấp tuy rằng lúc đó giá thành vật liệu tăng.

2.2. Lực tác dụng trong bộ truyền trục vít

Tương tự như bộ truyền bánh răng, lực phân bố trên chiều dài đường tiếp xúc quy ước đặt tập trung tại tâm ăn khớp. Lực pháp F_n trong mặt pháp n-n được phân thành ba thành phần vuông góc với nhau, trong đó vì hai trục chéo nhau một góc 90^0 nên lực vòng F_{t1} bằng và ngược chiều với lực dọc trục trên

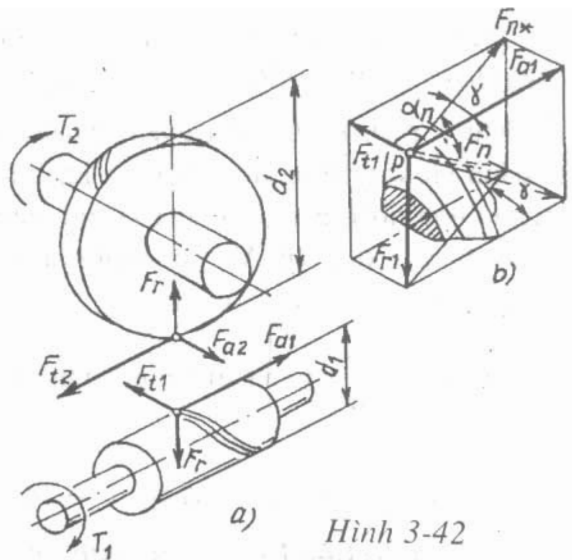
bánh vít F_{a2}, còn lực dọc trục trên trục vít F_{a1} bằng và ngược chiều với lực vòng trên bánh vít F_{t2}.

Thường thì góc ma sát khá nhỏ ($\varphi < 3^0$), do đó có thể bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát, đồng thời lấy $\alpha_n \approx \alpha = 20^0$, ta được công thức tính các thành phần lực sau đây:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} tg\gamma \qquad (3\text{-}78)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} tg\alpha}{\cos\gamma}$$



Hình 3-42

và lực pháp tuyến

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha \cos\gamma}$$

Tức là trở về các công thức tính lực trong bánh răng nghiêng với góc nghiêng $\beta = \gamma$. Cách xác định chiều của các lực như ở bộ truyền bánh răng nghiêng.

2.3. Hiệu suất truyền động trục vít

Do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu (trục vít hoặc bánh vít nhúng trong hộp dầu khi chuyển động gây ra) công suất truyền động bị mất mát.

Nếu chỉ kể đến tổn thất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít, hiệu suất của bộ truyền trục vít khi trục vít là chủ động được tính theo công thức:

$$\eta_k = T_2\omega_2 / T_1\omega_1$$

Thay: $T_1 = F_{t1} d_1 / 2$, $T_2 = F_{t2} d_2 / 2$ ta được:

$$\eta_k = tg\gamma / tg(\gamma + \varphi).$$

Nếu kể đến cả mất mát công suất do khuấy dầu, hiệu suất truyền động được tính theo công thức: $\eta = 0{,}95 tg\gamma / tg(\gamma + \varphi)$ (3-79)

Công thức trên sẽ cho thấy hiệu suất η tăng khi góc vít γ tăng và góc ma sát φ giảm.

Trường hợp bánh vít là chủ động, hiệu suất truyền động được tính theo công thức: $\eta = 0{,}95tg(\gamma - \varphi)/tg\gamma$

Khi $\gamma \leq \varphi, \eta = 0$, bộ truyền tự hãm, tức là chuyển động không thể truyền từ bánh vít sang trục vít. Nói cách khác nếu trục vít là chủ động và có góc vít γ nhỏ hơn hoặc bằng góc ma sát thì chuyển động không thể truyền ngược từ bánh vít sang trục vít. Vì vậy người ta sử dụng tính chất tự hãm này trong cơ cấu nâng và một số cơ cấu khác.

Vì $tg\gamma = \dfrac{z_1}{q}$ nên gần đúng, có thể xác định η theo z_1

z_1	1	2	4
η	0,7 ÷ 0,75	0,75 ÷ 0,82	0,87 ÷ 0,92.

3. Tính độ bền bộ truyền trục vít

3.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Trong truyền động trục vít cũng có các dạng hỏng như trong truyền động bánh răng. Tuy nhiên do xuất hiện trượt dọc răng với vận tốc trượt lớn, sinh nhiệt nhiều nên hiện tượng dính và mòn nguy hiểm hơn.

3.1.1. Dính: Đặc biệt nguy hiểm khi bánh răng vít làm bằng vật liệu rắn hơn (như đồng thanh không thiếc, gang) vì tải trọng lớn và vận tốc lớn, các hạt kim loại ở răng bánh vít bị dứt ra, dính chặt vào mặt ren trục vít làm cho mặt ren bị sần sùi, do đó khi tiếp xúc với bánh vít, ren trục vít sẽ mài mòn nhanh mặt răng bánh vít. Với vật liệu bánh vít mềm hơn (như đồng thanh thiếc), kim loại bị dứt ra thành những lớp mỏng sẽ quét dần lên mặt ren trục vít mà không làm cho mặt ren sần sùi nhanh, do đó hiện tượng dính ít nguy hiểm hơn.

3.1.2. Mòn: Thường xảy ra ở răng bánh vít. Mòn càng nhanh khi lắp ghép không chính xác, dầu có lẫn cặn bẩn, bề mặt ren trục vít không đủ nhẵn và bộ truyền thường đóng mở và dừng máy. Răng mòn nhiều sẽ bị gãy.

3.1.3. Tróc rỗ: Tróc rỗ bề mặt răng xảy ra chủ yếu ở bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc.

Từ các dạng hỏng trên, tính toán truyền động trục vít có những đặc điểm sau:

- Tuy hỏng về dính và mòn là nguy hiểm hơn cả nhưng vì cho tới nay chưa có phương pháp tính tin cậy, vả lại dính và mòn cũng liên quan đến ứng suất tiếp xúc, do đó hiện nay vẫn tiến hành tính toán độ bền bộ truyền trục vít theo

ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn như đối với bộ truyền bánh răng, đồng thời ảnh hưởng của dính mòn được chú ý đến khi xác định ứng suất cho phép.

- Vì bánh vít làm bằng đồng thanh hoặc gang là vật liệu có cơ tính kém hơn vật liệu trục vít là thép nên tính toán độ bền tiến hành cho răng bánh vít.

- Do trượt dọc răng với vận tốc trượt khá lớn gây nên mất mát công suất vì ma sát làm nung nóng bộ truyền, do đó sau khi tính toán độ bền cần phải tính nhiệt truyền động trục vít.

- Ở các bộ truyền trục vít có tỷ số truyền u lớn, đường kính bánh vít sẽ lớn, do đó trục vít được đặt trên hai gối đỡ khá xa nhau gây nên ứng suất lớn. Vì vậy sau khi tính toán độ bền và tính nhiệt, cần kiểm nghiệm thêm về độ bền của thân trục vít theo hệ số an toàn.

3.2. Tính theo độ bền tiếp xúc của răng bánh vít

Sử dụng công thức Hec, điều kiện bền tiếp xúc có dạng

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}80)$$

Vì hiện tượng dính cũng như tróc rỗ mặt răng bắt đầu tại vùng tâm ăn khớp nên ta tiến hành tính ứng suất tiếp xúc tại đây. Đồng thời chú ý sự ăn khớp của trục vít và bánh vít tương tự sự ăn khớp của bánh răng nghiêng và thanh răng có cạnh thẳng, do đó bán kính cong tại điểm tiếp xúc của trục vít $\rho_1 = \infty$ và bán kính cong ρ_2 của bánh vít.

Từ công thức: $\dfrac{1}{\rho} = \dfrac{1}{\rho_1} + \dfrac{1}{\rho_2}$ suy ra: $\rho = \rho_2 = 0{,}5 d_2 \sin\alpha$

Trọng tải riêng tính toán: $q_H = \dfrac{F_n K_H}{l_H}$

Coi bánh vít là bánh răng nghiêng có góc nghiêng $\beta = \gamma$, ta có tổng chiều dài giữa các răng bánh vít và ren trục vít là:

$$l_H = \frac{K_\varepsilon b \varepsilon_\alpha}{\cos\gamma} \qquad (3\text{-}81)$$

Trong đó, lưu ý rằng bánh vít ôm trục vít theo cung tròn với góc ôm 2δ nên chiều dài răng bánh vít b được tính như sau:

$$b = \pi d_1 2\delta / 360$$

Thay (b), (c) Vào (a) đồng thời thay F_n theo vào ta được:

$$q_H = \frac{T_2 K_H 360}{d_1 d_2 \pi 2\delta K_\varepsilon \varepsilon_a \cos\alpha} \qquad (3\text{-}82)$$

Thay ρ và q_H vừa tính được vào công thức Hec với chú ý rằng trong bộ truyền trục vít lấy trị số nhỏ nhất của $K_\varepsilon = 0{,}75$; $\varepsilon_a = 1{,}8$; $2\delta = 100^0$ và $\alpha = 20^0$, ta được:

$$\sigma_H = \frac{2{,}28 Z_M}{d_2}\sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}83)$$

Với trục vít thép $E_1 = 2{,}1.10^5$ MPa bánh vít bằng đồng thanh hoặc gang $E_2 = 0{,}9.10^5$ MPa, và $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$ ta tính được $Z_M = 210\ (\text{MPa})^{1/2}$, do đó

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2}\sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \le [\sigma_H]$$

Thay $d = mq, d_2 = mz_2$ và $m = 2a_w/(q + z_2)$ sẽ được các công thức kiểm nghiệm và thiết kế bộ truyền trục vít sau đây:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2}\sqrt{\left(\frac{z_2 + q}{a_w}\right)^3 \frac{T_2 K_H}{q}} \le [\sigma_H] \qquad (3\text{-}84)$$

$$a_w = (z_2 + q)\sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{q}} \quad \text{mm.} \qquad (3\text{-}85)$$

3.3. Kiểm nghiệm độ bền răng bánh vít khi quá tải trong thời gian ngắn

Tính toán nhằm tránh biến dạng dư hoặc dính bề mặt răng cũng như tránh gãy răng do quá tải trong thời gian ngắn. Công thức kiểm nghiệm có dạng:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \le [\sigma_H]\max$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \sqrt{K_{qt}} \le [\sigma_F]\max \qquad (3\text{-}86)$$

4. Vật liệu và ứng suất cho phép

4.1. Vật liệu

Vì trong bộ truyền trục vít xuất hiện vận tốc trượt lớn, điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn không được tốt nên cần phối hợp vật liệu trục vít và bánh vít sao cho chúng có hệ số ma sát thấp, bền mòn và giảm bớt nguy hiểm

về dính. Mặt khác do tỷ số truyền u lớn, tần số chịu tải của trục vít lớn hơn nhiều so với vật liệu bánh vít. Kết hợp hai yêu cầu đó, trong thực tế thường chọn trục vít thép ăn khớp với bánh vít bằng vật liệu giảm ma sát như đồng thanh và gang.

Trục vít: Được chế tạo từ các loại thép cácbon chất lượng tốt và thép hợp kim.

- Khi tải trọng trung bình hoặc nhỏ, có thể dùng thép tôi cải thiện đạt độ rắn HB < 350 như thép C45, C50, để chế tạo trục vít; Sau khi cắt ren trục vít không mài.

- Khi tải trọng lớn hoặc trung bình, dùng thép các bon trung bình như thép C45, 40Cr, 40CrNi, tôi bề mặt hoặc tôi thể tích đạt độ rắn 50-55HRC hoặc dùng thép ít cácbon thấm than đạt độ rắn 58-63HRC, sau khi tôi hoặc thấm than, bề mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

Bánh vít: Được chế tạo từ các vật liệu giảm ma sát và được chia làm 3 nhóm:

- Nhóm I: Đồng thanh có giới hạn bền kéo không lớn hơn 300 MPa gồm:

+) Đồng thanh nhiều thiếc (6-10%Sn) các loại đồng này có tính chống dính tốt, nhưng đắt nên chỉ dùng khi vận tốc trượt lớn. B Cu Sn 40 Pb 1

+) Đồng thanh thiếc kẽm chì chứa từ 3 - 6% Sn, dùng khi vận tốc trượt v_t = 5 ÷ 12 m/s. B Cu Sn 5 Zn 2 Pb 5

- Nhóm II: Đồng thanh không thiếc và đồng thau có $\sigma_b > 300MPa$ như đồng thanh nhôm sắt $BCuAl_9Fe_4$, đồng thanh nhôm sắt niken $BCuAl_{10}Fe_4Ni_4$, đồng thau $LCuZn_{29}Sn_1$. Các vật liệu này có cơ tính tốt, rẻ, nhưng tính chống dính kém nên chỉ sử dụng khi vận tốc trượt v_t < 5m/s.

Để tăng khả năng chống dính và giảm mòn, trục vít ăn khớp với bánh vít làm bằng các loại vật liệu này cần được mài và đánh bóng cẩn thận, đồng thời có độ rắn cao.

- Nhóm III: Gang xám tương đối mềm, dùng thích hợp cho các bộ truyền quay chậm, tải thấp với vận tốc trượt v_t < 2 m/s.

Dùng v_{sb} làm căn cứ để chọn vật liệu: $v_{sb} = 8,8.10^{-3}\sqrt[3]{P_1 n_1^2 u}$ (3-87)

4.2. Ứng suất cho phép

Về cơ bản, cách xác định ứng suất cho phép ở một bộ truyền trục vít cũng tương tự như đối với bộ truyền bánh răng, song cũng có một vài thay đổi để phù hợp với đặc điểm làm việc của bộ truyền trục vít.

- Vì bánh vít làm bằng vật liệu có cơ tính kém hơn nên trong tính toán độ bền chỉ cần xác định ứng suất cho phép đối với bánh vít.

- Với bánh vít làm bằng đồng thanh nhôm sắt, đồng thau hoặc gang, dạng hỏng về dính đặc biệt nguy hiểm, do đó ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định từ điều kiện chống dính phụ thuộc vào trị số của vận tốc trượt mà không phụ thuộc vào số chu kỳ chịu tải.

- Vì đường cong mỏi khi thử về uốn đối với các loại đồng thanh và đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc đối với đồng thanh thiếc có nhánh nghiêng khá dài tới 25.10^7 chu kỳ, trong khi ở phần lớn bộ truyền trục vít, tần số chịu tải khá nhỏ nên khi xác định ứng suất cho phép người ta dựa vào giới hạn mỏi ngắn hạn chứ không dựa vào giới hạn mỏi dài hạn như đối với bộ truyền bánh răng.

4.2.1. Ứng suất tiếp xúc cho phép

- Với bánh vít làm bằng đồng thanh không thiếc hoặc gang $[\sigma_H]$ được tra trong bảng.

- Vơi bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc $[\sigma_H]$ được tính theo công thức:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{HO}]K_{HL} \qquad (3\text{-}88)$$

Trong đó: $[\sigma_{HO}]$- ứng suất cho phép đối với 10^7 chu kỳ, K_{HL} hệ số tuổi thọ.

$$[\sigma_{HO}] = (0,75 \div 0,9)\sigma_b \;;\quad K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$$

Trong đó N_{HE} - là số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương.

$$N_{HE} = 60\sum\left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}}\right)^4 n_{2i}t_i \qquad (3\text{-}89)$$

Nếu $N_{HE} > 25.10^7$ chu kỳ thì lấy $N_{HE} = 25.10^7$ chu kỳ để tính.

4.2.2. Ứng suất uốn cho phép

- Đối với bánh vít làm bằng đồng thanh, ứng suất uốn cho phép được xác định theo công thức:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{FO}]K_{FL} \qquad (3\text{-}90)$$

Đối với trục vít không tôi.

$[\sigma_{FO}] = 0,25\sigma_b + 0,08\sigma_{ch}$ - Khi quay một chiều.

$[\sigma_{FO}] = 0,16\sigma_{ch}$ - Khi quay hai chiều.

Đối với trục vít được thấm cácbon hoặc tôi đạt độ rắn HRC > 45, mặt ren được mài và đánh bóng, trị số $[\sigma_{FO}]$ ở các công thức trên được tăng thêm 25%

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}$$

Với: $$N_{FE} = 60\sum\left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}}\right)^9 n_{2i}t_i$$

Với bánh vít bằng gang:

Khi quay một chiều: $[\sigma_F] = 0{,}12\sigma_{bu}$

Khi quay hai chiều: $[\sigma_F] = 0{,}75\sigma_{bu}$

4.2.3. Ứng suất cho phép khi quá tải

Để kiểm tra độ bền tĩnh, tránh quá tải cần xác định ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải $[\sigma_{H\max}]$ và ứng suất uốn cho phép khi quá tải $[\sigma_{F\max}]$

- Với bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc:

$$[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_{ch}\ ; \qquad [\sigma_{F\max}] = 0{,}8\sigma_{ch}$$

- Với bánh vít làm bằng gang:

$$[\sigma_{H\max}] = 1{,}5\sigma_{ch}\ ; \qquad [\sigma_{F\max}] = 0{,}6\sigma_{ch}$$

- Với bánh vít làm bằng đồng thanh không thiếc:

$$[\sigma_{H\max}] = 2\sigma_{ch}\ ; \qquad [\sigma_{F\max}] = 0{,}8\sigma_{ch}$$

5. Tính toán nhiệt, làm nguội và bôi trơn

5.1. Tính toán nhiệt theo điều kiện cân bằng nhiệt

Bộ truyền trục vít được thiết kế theo độ bền có thể làm việc không ổn định, thậm chí còn bị hư hỏng nếu trong quá trình làm việc nhiệt độ sinh ra quá cao và nhiệt lượng được toả đi không kịp thời. Vì vậy cần tính toán nhiệt từ điều kiện cân bằng: Nhiệt lượng sinh ra trong hộp giảm tốc trục vít phải bằng nhiệt lượng thoát đi $Q_s = Q_t$.

Nhiệt lượng sinh ra trong một giờ: $Q_s = 1000(1-\eta)P_1$ (W)

Nhiệt lượng thoát qua vách hộp: $Q_t = K_t(t_d - t_0)A(1+\psi)$ (W)

do đó: $$1000P_1(1-\eta) = K_t(t_d - t_0)A(1+\psi)$$

Trong đó: P_1 - công suất trên truc vít, Kw; η - hiệu suất truyền động; K_t -

Hệ số toả nhiệt, $K_t = 8 \div 17,5$ w/m^2 ^{0}C; t_d, t_0 - Nhiệt độ dầu và nhiệt độ môi trường; A - điện tích thoát nhiệt của hộp, m^2.

Biến đổi ta có: $$t_d = \frac{1000P_t(1-\eta)}{K_t A(1+\psi)\beta} + t_0 \le [t_d] \qquad (3\text{-}91)$$

Trong đó β - hệ số xét đến sự giảm nhiệt sinh ra trong một đơn vị thời gian:

$$\beta = \frac{t_{ck}}{\Sigma(P_i t_i / P_1)}$$

Trường hợp bộ truyền được làm nguội bằng quạt, nhiệt độ trong dầu:

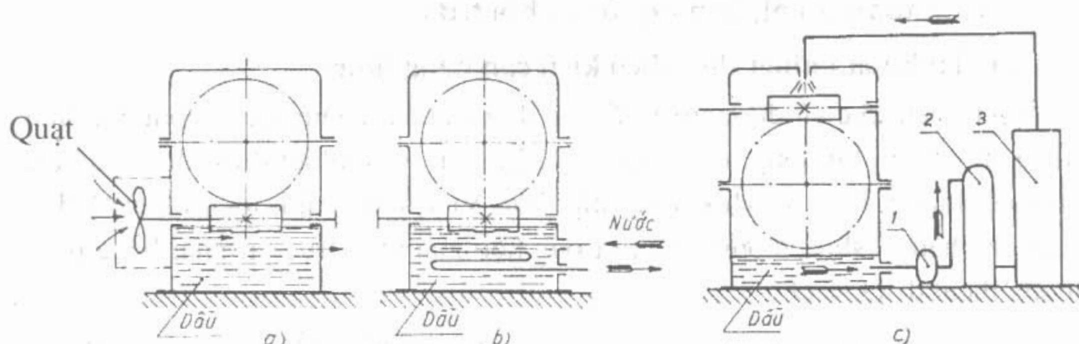
$$t_d = \frac{1000P_t(1-\eta)}{[K_t + (A - A_q)(1+\psi) + K_{tq} A_q]\beta} + t_0$$

A_q - Diện tích bề mặt hộp được quạt nguội, m^2. Thông thường $A_q = 0,3A$.

K_{tq} - Hệ số toả nhiệt của phần bề mặt được quạt, K_{tq} = 17; 21; 29; 40 khi quạt quay với số vòng 750; 1000; 1500; 3000 vg/ phút.

Trong thiết kế thường chọn nhiệt độ làm việc bằng nhiệt độ cho phép của dầu, $[t_d] = (70 \div 90)^0 C$; từ đó suy ra diện tích toả nhiệt cần thiết của vỏ hộp được thiết kế:

$$A \ge \frac{1000P(1-\eta)}{[0,7K_t(1+\psi) + 0,3K_{tq}]\beta([t_d] - t_0)} \qquad (3\text{-}92)$$



Hình 3- 43

- Trường hợp trục vít đặt dưới có thể bôi trơn và làm mát bằng quạt như hình 3-43a, hoặc bôi trơn và làm mát bằng nước như hình 3-43b.

- Trường hợp trục vít đặt trên có thể bôi trơn bằng hệ thống phun dầu như hình 3-43c

6. Bài tập: Thiết kế bộ truyền trục vít với số liệu sau: $P_1 = 3,1kw$; $n_1 = 1445$ vg/ph; u = 18; bộ truyền quay một chiều, tải trọng thay đổi không đáng kể. Thời hạn sử dụng 1000h, trục vít đặt dưới bánh vít.

VI. TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên tắc làm việc

Truyền động Vít - Đai ốc dùng để đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến nhờ sự tiếp xúc giữa các mặt ren của vít và đai ốc

1.2. Các loại truyền động vít - đai ốc

1.2.1. Phân loại

Bộ truyền động Vít - Đai ốc có hai loại chính: Bộ truyền ma sát trượt và bộ truyền ma sát lăn. Ở bộ truyền ma sát lăn, ngoài vít và đai ốc ra còn có thêm những viên bi trong rãnh xoắn giữa vít và đai ốc, khi chuyển động những viên bi này lăn liên tục nhờ ống dẫn bị nối các vòng rãnh đầu và cuối của đai ốc. Trong giáo trình này chỉ đề cập tới bộ truyền Vít - Đai ốc ma sát trượt.

1.2.2. Phạm vi ứng dụng

a. Các phương án phối hợp chuyển động của vít và đai ốc

Tuỳ theo yêu cầu về sử dụng có thể có các phương án phối hợp chuyển động sau đây:

- Vít quay, đai ốc tịnh tiến: Vít chạy dao trong máy tiện...

- Vít vừa quay vừa tịnh tiến còn đai ốc đứng yên (cố định với giá): Kích, máy ép...

- Đai ốc quay, vít tịnh tiến: ụ động máy tiện, cơ cấu thay đổi tầm với của cần trục...

- Đai ốc vừa quay vừa tịnh tiến còn vít cố định: Bàn máy khoan...

b. Các loại ren dùng trong truyền động Vít - Đai ốc

- Đối với các vít tải được sử dụng để tạo lực dọc trục lớn, thường dùng ren hình thang bước lớn, khi chịu tải trọng lớn một phía dùng ren hình thang lệch. Ren vuông phi tiêu chuẩn thường dùng trong kích và máy ép, vì ma sát nhỏ nên

hiệu suất cao hơn so với ren hình thang lệch tiêu chuẩn nhưng độ bền kém hơn đồng thời khó khắc phục khe hở do mòn.

- Đối với các vít me thực hiện các chuyển dịch trong cơ cấu chạy dao, để giảm ma sát thường dùng ren hình thang nhiều đầu mối, để khắc phục hành trình chết do mòn ren.

- Đối với các vít định vị được dùng để điều chỉnh và thực hiện chuyển vị chính xác dùng ren tam giác hệ mét bước nhỏ, như trong các dụng cụ chia và đo lường.

- Để truyền tải trọng va đập và phòng bụi bẩn bám vào mặt tiếp còn dùng ren tròn. Ren tròn có độ bền cao nhưng khó chế tạo và hiệu suất thấp nên chỉ dùng trong những trường hợp đặc biệt như các thiết bị phòng cháy chữa cháy.

1.3. Ưu - nhược điểm

1.3.1. Ưu điểm

- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, gọn.
- Khả năng tải cao, làm việc tin cậy.
- Làm việc êm, ổn định.
- Tạo ra được lực dọc trục rất lớn gấp hàng trăm lần lực vòng đặt vào vôlăng hoặc răng quay vít. Có điều đó do tỷ số truyền của bộ truyền vít đai ốc rất lớn. Tỷ số truyền: $u = S_v/S_d = \pi d_v/P_z = \pi d_v/zp$, (trong đó d_v - đường kính ngoài của vít; z - là số đầu mối ren; p - bước ren), mà $F_a = u\eta F_t$ (Trong đó F_a - Là lực có ích; F_t - Là lực vòng đặt lên tay đòn; η - hiệu suất của bộ truyền).
- Có thể thực hiện di chuyển chậm và chính xác.

1.3.2. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát trên ren lớn: $\eta = tg\gamma/tg(\gamma+\varphi)$, với γ - là góc vít ; φ - góc ma sát. Trong các bộ truyền yêu cầu tự hãm $\gamma < \varphi$, do đó hiệu suất trong trường hợp này không quá 0,5.
- Ren bị mòn nhanh do ma sát lớn

1.4. Vật liệu

Vật liệu vít và đai ốc phải đủ bền đồng thời có hệ số ma sát thấp, kết hợp hai yêu cầu ấy, người ta chế tạo vít và đai ốc bằng đồng thanh hoặc gang. Chọn mác vật liệu nào là tuỳ thuộc vào công dụng của bộ truyền, điều kiện làm việc

và phương pháp gia công ren, đối với vít nên dùng thép C45, C50, 40Cr, 40CrMn hoặc 65Mn. Khi cần nâng cao độ bền mòn ở các bộ truyền quan trọng nên tôi vít, sau đó mài ren, với độ rắn khi tôi không thấp hơn 50 HRC.

Đai ốc thường làm bằng đồng thanh $BCuSn_{10}Pb_1$ hoặc $BCuSn_5Zn_2Pb_5$.

Khi chịu tải vừa phải có thể dùng gang xám Gx15-31, Gx18-36...

2. Tính truyền động vít-đai ốc

2.1. Tính theo độ bền mòn

Để đảm bảo độ bền mòn, áp suất sinh ra trên mặt ren của vít và đai ốc phải thoả mãn điều kiện: $P_0 = F_a/(\pi d_2 h x) \leq [p_0]$ (3-93)

Trong đó: F_a - lực dọc; d_2- đường kính trung bình của vít , mm; h - chiều cao làm việc của ren, mm; x - số vòng ren trên đai ốc.

Thay $h = \psi_h p$, trong đó: $\psi_h = 0{,}5$ đối với ren hình thang; $\psi_h = 0{,}75$ đối với ren hình thang lệch; $\psi_h = 0{,}54$ đối với ren tam giác, đồng thời $x = H/p$ với H là chiều cao đai ốc; p- bước ren, sẽ được:

$$P_0 = F_0/(\pi d_2 \psi_h H) \leq [p_0] \quad (3\text{-}94)$$

Đặt $\psi_h = H/d_2$, lấy $\psi_h = 1{,}2 \div 1{,}5$ với đai ốc nguyên; $\psi_h = 2{,}5 \div 3{,}5$ với đai ốc ghép bằng hai vật liệu, có thể xác định được đường kính trung bình của vít:

$$d_2 \geq \sqrt{F_a/\left(\pi \psi_h \psi_H [P_0]\right)} \text{ mm} \quad (3\text{-}95)$$

Lấy d_2 theo tiêu chuẩn, từ đấy tính ra các thông số khác.

2.2. Tính theo độ bền

Với các vít chịu tải lớn cần kiểm nghiệm vít về độ bền. Vì khi làm việc vít vừa chịu xoắn và chịu kéo (hoặc nén) nên phải tính ứng suất tương đương σ_{td} theo thuyết bền thế năng biến dạng, tức là:

$$\sigma_{td} = \exp(\sigma^2 + 3\tau^2) \leq [\sigma] \quad (3\text{-}96)$$

2.3. Tính theo điều kiện ổn định

Với các vít tương đối dài và chịu nén, cần thiết tiến hành kiểm nghiệm về uốn dọc nhằm đảm bảo điều kiện ổn định Ơle.

$$n_O = \frac{F_{th}}{F_a} \geq [n_O] \quad (3\text{-}97)$$

Trong đó: n_0 - hệ số an toàn về ổn định; F_{th} - tải trọng tới hạn.

Để xác định tải trọng tới hạn cần dựa vào độ mềm λ của vít:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}$$

- Khi $\lambda \geq 100$ tải trọng tới hạn được tính theo công thức Ơle sau đây:

$$F_{th} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}$$

- Khi $60 < \lambda < 100$ tải trọng tới hạn được tính như sau:

$$F_{th} = 0,25\pi d_1^2(a - b\lambda)$$

- Khi $\lambda \leq 60$ không cần kiểm nghiệm về độ ổn định.

Với μ - Là hệ số phụ thuộc vào phương pháp cố định các đầu vít.

μ =1 khi cả hai đầu vít đặt trên ổ đỡ.

μ = 2 khi một đầu bị ngàm, một đầu tự do.

μ = 0,7 khi một đầu bị ngàm, một đầu đặt trên ổ đỡ.

μ = 0,5 khi cả hai đầu bị ngàm.

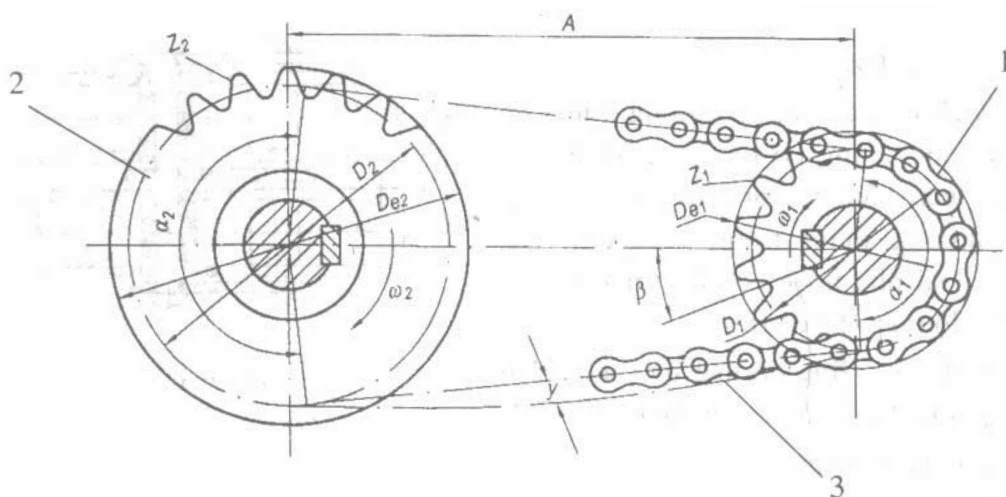
* ***Chú ý:*** Nếu dùng đai ốc làm gối đỡ thứ hai thì coi như vít bị ngàm một đầu.

Và a, b - Là hệ số thực nghiệm

VII. TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên tắc làm việc: Truyền động xích thực hiện việc truyền chuyển động và tải trọng giữa các trục song song nhờ sự ăn khớp của mắt xích với răng của đĩa xích. Bộ truyền xích đơn giản gồm đĩa xích chủ động 1, có số răng z_1; đĩa xích bị động 2, có số răng z_2 và dây xích 3 mắc lên hai đĩa. Ngoài các chi tiết chủ yếu đó trong bộ truyền xích còn sử dụng thiết bị căng xích, bôi trơn và che chắn.

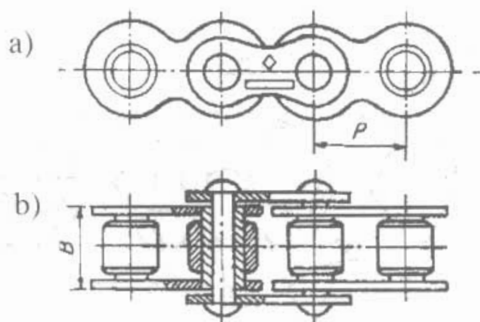


Hình 3-44

1.2. Phân loại xích truyền động

Có ba loại xích truyền động chủ yếu: Xích con lăn, xích ống, xích răng...

1.2.1. Xích con lăn: Mỗi mắt xích gồm hai má trong1 xen kẽ với hai má ngoài 2 và có thể xoay tương đối với nhau. Các má trong được lắp chặt với ống lót 3, các má ngoài lắp chặt với chốt 4. Chốt có thể xoay tự do trong ống lót 3. Con lăn 5 được lồng tự do bên ngoài ống lót, khi làm việc răng đĩa xích tiếp xúc với con lăn này.

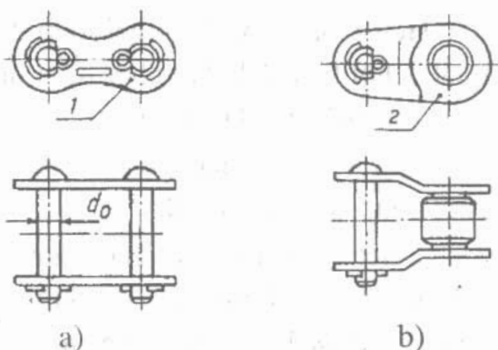


Hình 3-45

- Để nối dây xích thành vòng kín dùng má chuyển tiếp. Nếu số mắt xích chẵn dùng má chuyển tiếp thẳng Hình 3-45a, nếu số mắt xích lẻ dùng má chuyển tiếp cong, hình 3-45b.

- Xích con lăn có thể có một hoặc nhiều dãy. Xích nhiều dãy khác xích một dãy ở chỗ chốt dài hơn tuỳ theo số dãy.

- Xích con lăn đã được tiêu chuẩn hoá. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 1590-74.

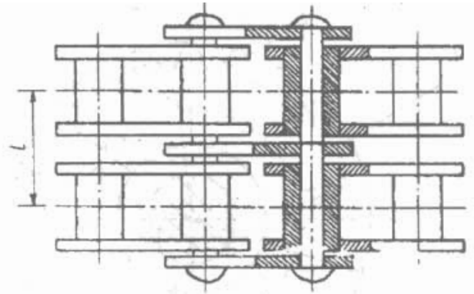


Hình 3- 46

1.2.2. Xích ống

- Xích ống có cấu tạo giống như xích con lăn chỉ không có con lăn. Không có con lăn nên xích và răng đĩa xích chóng mòn, thường dùng trong các máy vận chuyển loại nhẹ hoặc cơ cấu truyền động phụ tốc độ thấp (Dưới 1m/s).

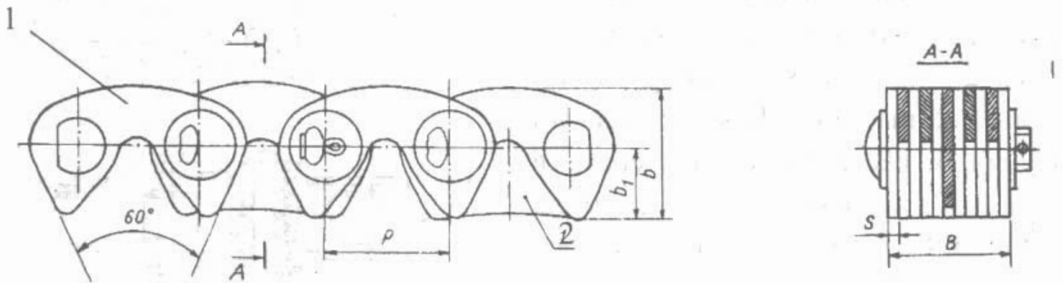
- Xích ống cũng có loại một dẫy, hai dẫy và cũng được tiêu chuẩn hoá.



Hình 3- 47

1.2.3. Xích răng

- Các mắt xích răng được tạo bởi các má làm việc 1 và các má dẫn hướng 2. Má làm việc có hình răng, hai mặt làm việc tạo thành với nhau một góc 60^0 và sẽ tiếp xúc với hai răng của đĩa xích. Má dẫn hướng không có hình răng chỉ có tác dụng ngăn không cho xích tuột khỏi đĩa xích.

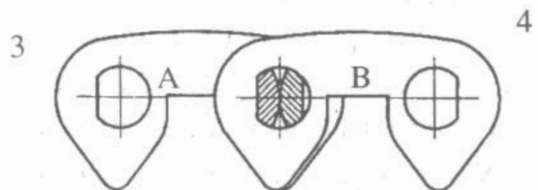


Hình 3- 48

Trên mỗi má xích có hai lỗ định hình, trong đó ghép chặt với hai chốt hình quạt. Chốt bản lề là hai chốt hình quạt, tiếp xúc với nhau bởi mặt trụ. Khi làm việc, hai chốt này lăn không trượt với nhau, nên giảm được ma sát, ít bị mòn.

- Chốt 3 lắp chặt với má A, chốt 4 lắp chặt với má B

- Xích răng chịu tải cao, làm việc ổn định; nhưng chế tạo khó khăn và khối lượng xích lớn nên giá thành đắt.



Hình 3-49

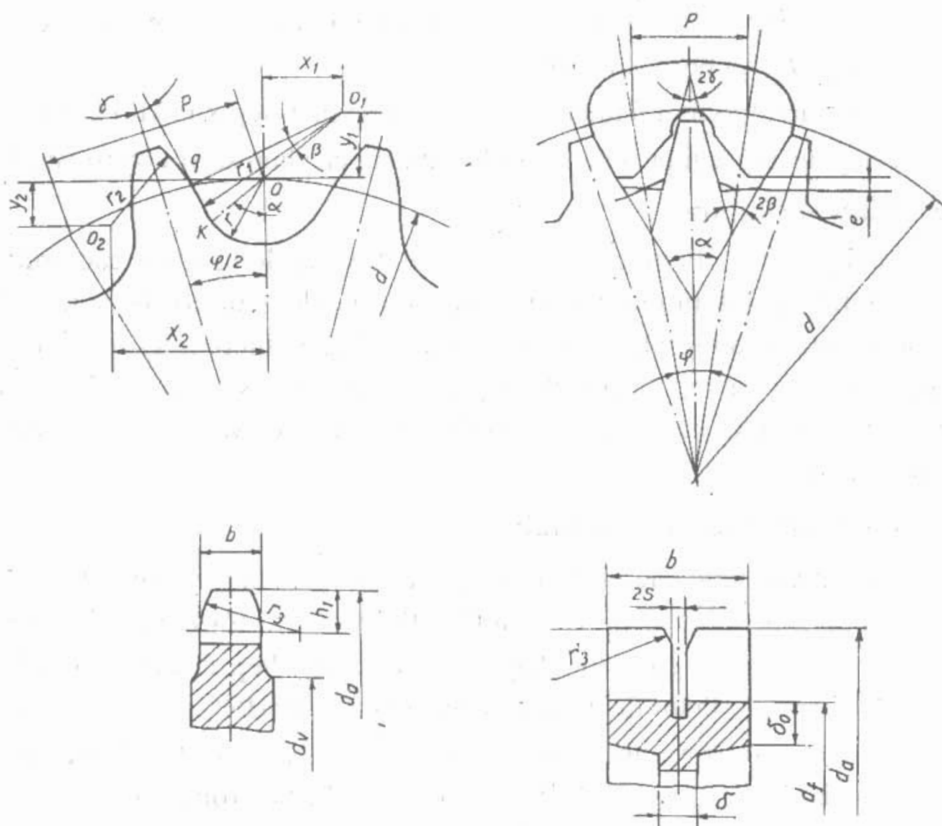
1.3. Đĩa xích: Về cấu tạo, đĩa xích chỉ khác bánh răng ở phần vành răng. Kích thước và dạng Prôfin răng đĩa xích phụ thuộc vào loại xích.

Đĩa xích con lăn: Gồm các cung lõm bán kính r và r_1, đoạn thẳng chuyển tiếp và cung lồi bán kính r_2. Prôfin răng trên hình chiếu cạnh là cung lồi bán kính r_3.

Đĩa xích răng: Prôfin răng của đĩa xích răng đơn giản hơn, chúng có dạng hình thang. Đường kính tính toán d của đĩa xích con lăn và đĩa và đĩa xích răng được tính theo công thức:

$$d = \frac{p}{Sin\left(\varphi/2\right)} = \frac{p}{Sin\left(\pi/z\right)}$$

Trong đó: $\varphi = 2\pi/z$; với z - là số răng đĩa xích.



Hình 3-50

1.4. Ưu, nhược điểm

1.4.1. Ưu điểm

- Có thể đồng thời truyền chuyển động và mômen đến một số trục cách nhau tương đối xa.

- Nhờ truyền lực bằng ăn khớp và sử dụng vật liệu có độ bền cao hơn so với bộ truyền đai, khả năng tải và hiệu suất của bộ truyền xích cao hơn, kết cấu gọn hơn.

- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với bộ truyền đai vì không yêu cầu căng xích với lực căng ban đầu.

- Vì không có trượt, tỷ số truyền trung bình là không đổi.

1.4.2. Nhược điểm

- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc do va đập khi vào khớp, nhất là khi đĩa xích có số răng nhỏ và bước xích lớn.

- Bản lề bị mòn tương đối nhanh do bôi trơn bề mặt tiếp xúc khó khăn.

- Kết cấu phức tạp, chi phí chế tạo và bảo dưỡng cao hơn so với bộ truyền đai.

1.5. Phạm vi sử dụng

Truyền động xích thường được dùng để truyền động giữa các trục có khoảng cách trung bình từ một trục đến một số trục, để giảm tốc hoặc tăng tốc, truyền xích được sử dụng phổ biến ở các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, máy mỏ, máy công cụ v.v. . thông thường để truyền công suất dưới 120kw, vận tốc đến 15m/s. Trường hợp cần thiết có thể làm việc với vận tốc tới 35m/s và công suất lớn hơn.

2. Vật liệu làm xích và đĩa xích

Má xích thường được chế tạo bằng thép cán nguội (Thép cacbon chất lượng tốt và thép hợp kim) như: C45, c50, $40C_r$, $40C_rN_i$ v.v..., tôi đạt độ rắn 40-50 HRC. bản lề (Chốt ống, con lăn) được chế tạo bằng thép ít cabon như C15, C20, 15Cr, 20Cr v.v. ., thấm than rồi tôi đạt độ rắn 50-65HRC.

Đĩa xích chịu tải trọng nhỏ, vận tốc thấp (v < 3m/s), có thể chế tạo bằng gang xám GX20 hoặc gang có độ bền cao hơn. Khi tải trọng và vận tốc lớn hơn dùng thép cacbon và hợp kim để chế tạo đĩa xích như thép C45, 40Cr, 40CrNi, tôi đạt độ rắn 50-60HRC. Cũng có thể dùng thép ít cacbon thấm than rồi tôi. Gần đây, sử dụng đĩa xích bằng chất dẻo cho phép giảm tải trọng động và va đập.

3. Cơ học truyền động xích

3.1. Vận tốc và tỷ số truyền

- Vận tốc trung bình của xích : $v = zpn/60000$ m/s

p - bước xích, z - số răng đĩa xích, n - số vòng quay của đĩa xích trong 1 phút

Từ điều kiện vận tốc trung bình trên hai đĩa xích bằng nhau, ta có:

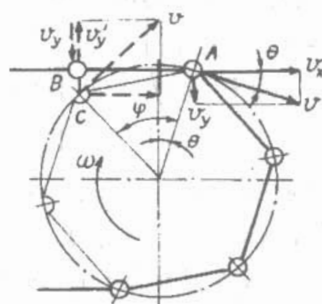
$v = z_1pn_1 = z_2pn_2$; do đó: $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$

Tuy nhiên đây là tỷ số truyền trung bình. Tỷ số truyền tức thời thay đổi phụ thuộc vào thời gian, vì rằng xích ăn khớp với các răng đĩa theo hình đa giác.

Thật vậy, hãy khảo sát sự ăn khớp của xích với các răng đĩa chủ động có sơ đồ vẽ trên (Hình 3-51) với $\varphi_1 = 2\pi/z_1$ (góc tâm).

Ở thời điểm đang xét (Hình 3-51), bản lề A đang ăn khớp còn bản lề B sắp sửa vào ăn khớp với răng C. vận tốc bản lề A bằng vận tốc vòng của đĩa xích tại điểm trùng với tâm bản lề. Vận tốc này được phân thành hai thành phần v_x hướng dọc theo nhánh xích và v_y vuông góc với dây xích.

$$v_x = 0{,}5\omega_1 d_1 \cos\theta \;;\; v_y = 0{,}5\omega_1 d_1 \sin\theta$$



Hình 3-51

Vì vị trí của xích được xác định bằng góc θ thay đổi từ - φ/2 đến φ/2, nên mặc dù ω_1 = Const, vận tốc xích vẫn thay đổi, v_x đạt giá trị lớn nhất khi $\theta = 0$ và giá trị nhỏ nhất khi $\theta = \pm\varphi_1/2$. Tương tự, ở đĩa bị động, vị trí của xích cũng thay đổi từ γ bằng - $\varphi_2/2$ đến $\varphi_2/2$ với $\varphi_2 = 2\pi/z_2$, tại đó: $v_x = 0{,}5\omega_2 d_2 \text{Cos}\gamma$. Do đó, vận tốc góc của đĩa bị động $\omega_2 = v_x/(0{,}5d_2\text{Cos}\gamma) = \omega_1 d_1\cos\theta/\, d_2\text{Cos}\gamma$ và tỷ số truyền tức thời: $u_t = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{d_2\text{Cos}\gamma}{d_1\text{Cos}\theta}$ cũng thay đổi theo thời gian, phụ thuộc vào sự thay đỏi của θ và γ, kết quả là đĩa bị động chuyển động không đều mặc dù đĩa chủ động quay đều.

3.2. Tải trọng động và va đập trong truyền động xích

- Xích có khối lượng m, chuyển động với gia tốc sẽ sinh ra tải trọng động. Tại thời điểm vào khớp có sự va đập của bản lề với răng đĩa xích do vận tốc của bản lề và răng đĩa xích có trị số và phương khác nhau.

- Tải trọng động cực đại F_d: $F_d = m\, a_{xmax}$

Trong đó: $m = q_m a$ - là khối lượng của nhánh xích dẫn.

q_m - là khối lượng riêng một mét xích (kg/m).

a - là khoảng cách trục.

- Gia tốc cực đại khi mắt xích bắt đầu vào khớp với răng đĩa xích a_{xmax}:

$$a_{max} = \frac{\omega_1^2 . p}{2}$$

Tìm được: $$F_d = \frac{q_m . a . n_1^2 . p}{180000} \quad (N)$$

3.3. Lực tác dụng trong truyền động xích

3.3.1. Lực căng trên các nhánh xích

Khi chưa làm việc, trọng lượng bản thân xích gây ra lực căng ban đầu F_0, trị số của F_0 được xác định theo công thức gần đúng sau:

$$F_0 = k_f q_m a g \quad (3\text{-}98)$$

Trong đó: a - là khoảng cách trục; q_m - là khối lượng một mét xích; g - là gia tốc trọng trường; k_f - là hệ số phụ thuộc độ võng của xích, khi bộ truyền nghiêng với phương ngang một góc nào đấy.

Khi làm việc truyền động mômen xoắn T, trên các mắt xích ăn khớp với răng đĩa sẽ xuất hiện lực vòng:

$$F_t = 2T/d \quad (3\text{-}99)$$

Đồng thời lực căng trên hai nhánh xích thay đổi, trên nhánh chủ động tăng lên thành F_1, trên nhánh bị động giảm xuống thành F_2 (h.7.7a). Từ điều kiện cân bằng đĩa xích, ta có:

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (3\text{-}100)$$

Ngoài ra khi xích làm việc còn xuất hiện lực căng phụ do lực li tâm sinh ra. Từ việc tính lực ly tâm và xét điều kiện cân bằng của xích khi làm việc, ta xác định được lực căng phụ do lực li tâm sinh ra:

$$F_v = q_m v^2 \quad (3\text{-}101)$$

Như vậy khi làm việc lực tác dụng trên các nhánh xích sẽ là:

$$F_2 = F_0 + F_v$$

$$F_1 = F_t + F_2$$

3.3.2. Lực tác dụng lên trục

Lực tác dụng lên trục đĩa xích do lực vòng F_t và trọng lượng xích gây ra, được tính gần đúng theo công thức:

$$F_r = k_x F_t \qquad (3\text{-}102)$$

K_x - là hệ số kể đến trọng lượng xích. $k_x = 1,15$ khi bộ truyền nằm ngang hoặc nghiêng một góc $\leq 40^0$; $k_x = 1,05$ khi bộ truyền nghiêng một góc $> 40^0$ hoặc thẳng đứng.

3.4. Số răng đĩa xích

Số răng đĩa xích càng giảm, góc xoay tương đối của bản lề khi xích vào và ra khớp càng lớn, do đó xích càng mòn nhanh. Mặt khác, khi số răng giảm, vận tốc và tỷ số truyền dao động càng lớn, tải trọng động và va đập tăng. Vì vậy, cần hạn chế số răng của bánh dẫn.

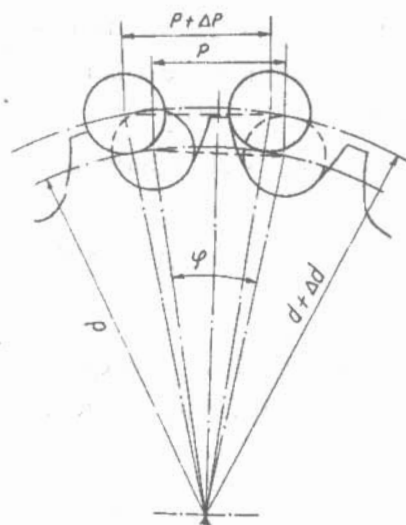
$Z_{min} \geq 19$ khi $v \geq 2m/s$; $Z_{min} \geq 13 \div 15$ khi $v < 2m/s$; khi chịu tải trọng va đập, nên lấy $Z_{min} = 23$.

Nói chung, khi bộ truyền có vận tốc trung bình và cao nên lấy:

$Z_{min} = (29 - 2u) \geq 19$

Với đĩa xích răng, Z_{min} lấy tăng khoảng $(20 \div 30)\%$.

Số răng đĩa xích lớn: $z_2 = uz_1 \leq z_{max}$; Với $z_{max} = (100 \div 120)$ - đối với xích con lăn và $z_{max} = (120 \div 140)$ - đối với xích răng. Có hạn chế này vì số răng càng lớn thì khi xích mòn, bước xích tăng lên, khi ăn khớp với răng đĩa xích các mắt xích sẽ ở xa tâm đĩa hơn, xích dễ bị tuột khỏi đĩa xích. Số răng z_2 cũng nên là số lẻ để khi ăn khớp với số răng chẵn của xích, bản lề và răng đĩa đỡ mòn hơn vì không ăn khớp trùng sau các vòng quay. Răng đĩa xích và các bản lề sẽ mòn đều.



Hình 3-50

Từ hình 3-52, ta có: $\Delta d = \dfrac{\Delta P}{Sin(\pi/z)}$,

Trong đó Δd - là lượng tăng đường kính, ΔP - là lượng tăng bước xích; z - số răng đĩa xích

3.5. Khoảng cách trục và số mắt xích

Bước xích p là thông số chủ yếu của mọi xích nói chung, các thông số khác của xích, như các kích thước, tải trọng phá hỏng, khối lượng một mét xích đều phụ thuộc vào bước xích và được xây dựng thành bảng tiêu chuẩn.

Khi vận tốc cao nên chọn bước xích nhỏ. Để tăng cường khả năng tải có thể dùng xích nhiều dãy với xích ống con lăn hoặc tăng chiều rộng đối với xích răng.

Khoảng cách trục a có ảnh hưởng đến khả năng làm việc của bộ truyền xích.

- Khi a nhỏ làm tăng tần số chịu tải của bản lề và góc ôm α_1 trên đĩa xích nhỏ giảm. Khoảng cách a_{min} nhỏ nhất được xác định theo điều kiện: $\alpha_1 \geq 120^0$ và để hai đĩa xích không chạm nhau thì: $\alpha_1 = 180^0 - \left(\frac{d_2 - d_1}{a}\right).57^0$

và ta có: $a_{min} \geq d_2 - d_1$

- Khi a quá lớn, xích chóng bị trùng, vì khi đó số mắt xích lớn, độ tăng bước xích tổng cộng do mòn lớn. Xích trùng khi làm việc bị rung động nhiều. Do đó cần hạn chế khảng cách trục: $a_{max} < 80p$. Thực tế, nên chọn khoảng cách trục $a = (30 \div 50)p$.

Số mắt xích x được tính theo công thức:

$$X = 0{,}5(z_1 + z_2) + \frac{2a}{p} + 0{,}25(z_2 - z_1')^2 \frac{p}{\pi^2 a} \qquad (3\text{-}103)$$

X tính được cần quy tròn và nên lấy theo số chẵn, để tránh dùng mắt chuyển. Từ X tính chính xác lại a theo công thức:

$$a = 0{,}25p\left\{x - 0{,}5(Z_1 + z_2) + \sqrt{[x - 0{,}5(z_1 + z_2)]^2 - 2\frac{(z_2 - z_1)^2}{\pi^2}}\right\} \qquad (3\text{-}104)$$

Với bộ truyền nằm ngang hoặc chếch một góc < 70^0, không điều chỉnh được khoảng cách trục, nên giảm a một lượng $\Delta a = (0{,}002 \div 0{,}004)a$, để nhánh dẫn trùng bình thường. Nếu bộ truyền đặt nghiêng > 70^0 không cần giảm khoảng cách trục.

4. Tính truyền động xích

4.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Khi bộ truyền xích làm việc có thể xảy ra những sai hỏng sau đây:

4.1.1. Mòn bản lề: Là dạng hỏng thường gặp nhất. Vì khi chịu tải, bề mặt tiếp xúc của bản lề chịu áp suất lớn, có sự xoay tương đối khi vào và ra khớp với răng đĩa trong điều kiện bôi trơn ma sát ướt không thể hình thành, dù rằng bộ truyền được bôi trơn liên tục.

4.1.2. Rỗ hoặc gẫy vỡ con lăn: Do tác dụng của ứng suất thay đổi và va đập, thường chỉ xảy ra khi bộ truyền chịu tải trọng lớn, vận tốc cao, làm việc trong hộp kín, được bôi trơn tốt nên ít mòn.

4.1.3. Xích bị đứt: Do bộ truyền bị quá tải lớn khi mở máy hoặc do tải trọng va đập lớn gây nên.

4.1.4. Mòn răng đĩa:

Trong các dạng hỏng trên đây, mòn bản lề là nguy hiểm hơn cả và là nguyên nhân chủ yếu làm mất khả năng làm việc của bộ truyền xích.

4.2. Tính bộ truyền xích ống con lăn

4.2.1. Tính toán xích về độ bền mòn

Để đảm bảo cho xích làm việc ổn định, không bị mòn quá một giá trị cho phép trước thời hạn quy định, áp suất sinh ra trong bản lề con lăn phải thoả mãn điều kiện,

$$P_0 = F_t K/A \leq [p_0] \qquad (3\text{-}105)$$

Trong đó: K - Hệ số sử dụng tính theo công thức thực nghiệm:

$$K = K_d K_a K_0 K_{dc} K_{bt} K_c \qquad (3\text{-}106)$$

F_t - Là lực vòng (N); A - diện tích chiếu của mặt tựa bản lề (mm_2);

$[P_0]$ - Áp suất cho phép (MPa);

K_d - Là hệ số tải trọng động.

K_a - Hệ số kể đến ảnh hưởng của khoảng cách trục a.

K_0 - Hệ số kể đến việc bố trí bộ truyền (Nằm ngang hoặc chếch).

K_{dc} - Hệ số kể đến khả năng điều chỉnh lực căng.

K_{bt} - Hệ số kể đến ảnh hưởng của điều kiện bôi trơn.

K_c - hệ số kể đến ảnh hưởng của chế độ làm việc.

Bảng 3-1

Điều kiện làm việc		Trị số của các hệ số
1. Tải trọng tĩnh, làm việc êm		$K_đ$ = 1
Tải trọng va đập		= 1,2 ÷ 1,5
Tải trọng va đập mạnh		= 1,8
2. Khoảng cách trục	$a = (30 \div 50)p$	K_a = 1
	$a \le 25p$	= 1,25
	$a \ge (60 \div 80)p$	= 0,8
3. Đường nối các tâm đĩa xích so với đường nằm ngang	$\theta \le 60°$	K_o = 1
(xem hình 7.6)	$\theta > 60°$	= 1,25
4. Vị trí trục	được điều chỉnh bằng một trong các đĩa xích	K_{dc} = 1
	được điều chỉnh bằng đĩa căng hoặc con lăn căng xích	= 1,1
	không điều chỉnh được	= 1,25
5. Môi trường làm việc:	không bụi, bôi trơn tốt	K_{bt} = 0,8
	không bụi, đạt yêu cầu	= 1
	có bụi, bôi trơn đạt yêu cầu	= 1,3
	có bụi, bôi trơn không đủ (bôi trơn định kỳ)	= 1,8 khi v < 4 m/s = 3,0 khi v < 7 m/s
6. Làm việc	1 ca	K_c = 1
	2 ca	= 1,25
	3 ca	= 1,45

Bảng 3-2

Bước xích p, mm	Đường kính chốt d_c, mm	Chiều dài ống B, mm	Công suất cho phép $[P_o]$ khi số vòng quay đĩa nhỏ n_{01}, vg/ph							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-

4.2.2. Kiểm nghiệm xích về độ bền

Để đảm bảo cho xích không bị phá huỷ do quá tải, hệ số ma sát S phải thoả mãn điều kiện :

$$S = Q/(K_t F_t + F_0 + F_v) \ge [S] \qquad (3\text{-}107)$$

Chương 4

LIÊN KẾT TRONG MÁY

- Trình bầy được cấu tạo, công dụng, phân loại và phạm vi sử dụng của trục và các loại ổ trục.

- Phân tích được tình hình làm việc, các loại hư hỏng.

- Định vị tốt chi tiết máy trên trục, lựa chọn đúng kết cấu và vật liệu hợp lý; tính toán được độ bền của trục.

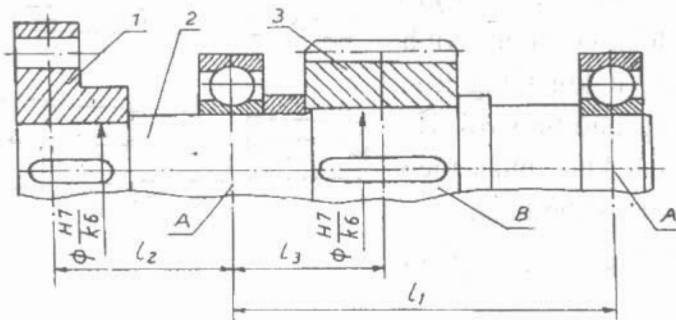
- Chọn đúng kết cấu, phương pháp bôi trơn, tính toán ổ trượt.

- Tính toán lựa chọn được ổ lăn và định được kết cấu gối đỡ ổ lăn.

I. TRỤC

1. Khái niệm

1.1. Công dụng và phân loại trục



Hình 4-1

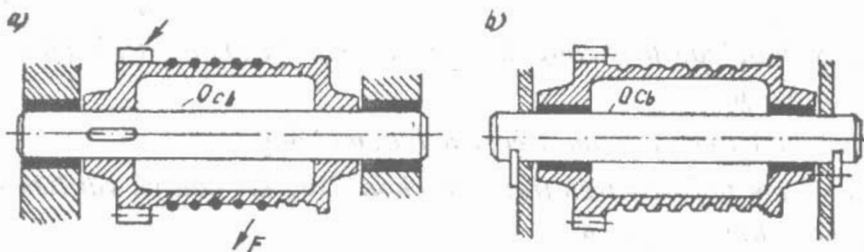
Bánh răng, bánh đai, đĩa xích và các chi tiết quay khác của máy thường được đặt trên trục. Như vậy trục được dùng để đỡ các chi tiết máy quay, để truyền mômen xoắn hoặc đồng thời thực hiện cả hai nhiệm vụ này.

Theo đặc điểm chịu tải phân ra:

- *Trục truyền*: vừa để đỡ các chi tiết máy quay vừa để truyền mômen xoắn. nghĩa là đồng thời chịu cả mômen uốn và mômen xoắn.

- *Trụ tâm*: Được dùng chỉ để đỡ trục và chịu mômen uốn. Trục tâm có thể quay cùng với các chi tiết lắp lên nó như trục bánh xe của tàu hoả lăn trên đường ray hoặc trục tâm không quay của tang quay hình 4-2.

Theo cấu tạo phân ra: Trục trơn (hình 4-3a), trục bậc (hình 4-4b), trục đặc, trục rỗng.

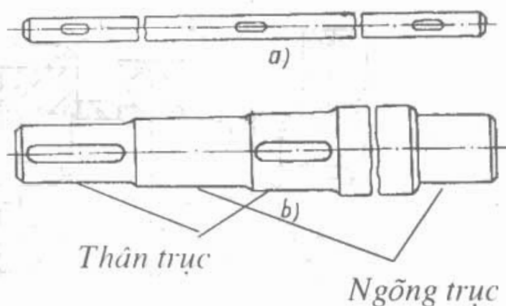


Hình 4-2

Theo hình dạng đường tâm: Trục thẳng, trục khuỷu, trục mềm (Trục khuỷu và trục mềm được trình bầy trong các giáo trình chuyên ngành, trong giáo trình này không trình bầy)

1.2. Kết cấu trục

Trục thường được chế tạo có dạng trụ tròn gồm nhiều đoạn có đường kính khác nhau (trục bậc), ít khi dùng trục trơn vì như vậy không phù hợp với đặc điểm phân bố ứng suất khác nhau theo chiều dài trục và lắp ghép khó khăn.



Hình 4-3

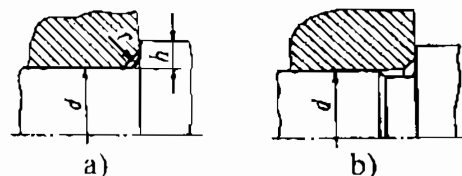
Trục thường bao gồm các phần sau đây:

- ***Ngõng trục:*** Phần trục tiếp xúc với ổ trục. Để thuận tiện cho việc chế tạo và lắp ghép, đường kính ngõng trục lắp với ổ lăn phải lấy theo tiêu chuẩn. Ngõng trục và ổ trượt tạo thành các liên kết động.

- ***Thân trục:*** Để lắp với các chi tiết quay như bánh răng, bánh đai, đĩa xích,...Thân trục và chi tiết quay được lắp ghép cố định với nhau nhờ mối ghép có độ dôi, then hoặc then hoa.

Dãy đường kính tiêu chuẩn: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 ...

- ***Đoạn trục chuyển tiếp:*** Phần trục nằm giữa hai phần bậc trục. Chúng có thể là mặt lượn với bán kính r (hình 4-4a) hoặc rãnh được lượn tròn để rút đá mài (hình 4-4b), kết cấu này làm tăng tập trung ứng suất nên chỉ dùng trong trường hợp chịu mômen uốn nhỏ.



Hình 4-4

2. Các dạng hỏng và vật liệu trục

2.1. Các dạng hỏng

Thực tế cho thấy phần lớn các trục nhất là các trục ở các máy quay nhanh bị gãy hỏng là do mỏi, do tác dụng lâu dài của ứng suất thay đổi có chu kỳ. Vì vậy độ bền mỏi là chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của trục và tính trục về độ bền mỏi rất có ý nghĩa quyết định trong tính toán thiết kế trục.

Độ cứng của trục cũng có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của các chi tiết quay và ổ trục, vì rằng khi trục bị võng nhiều sẽ phá hỏng sự tiếp xúc chính xác của các chi tiết quay, đồng thời làm thay đổi khe hở giữa ngõng trục và ổ trục, dẫn đến làm mòn nhanh mép ổ. Bên cạnh độ bền cần tính toán trục về độ cứng.

2.2. Vật liệu trục

Vật liệu trục cần có độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện được và dễ gia công.

Thép các bon và thép hợp kim thường được sử dụng để chế tạo trục.

- Khi trục chịu ứng suất không lớn có thể dùng thép CT5 không nhiệt luyện để chế tạo trục.

- Khi trục yêu cầu chịu tải lớn thường dùng thép C35, C45, C50,...nhiệt luyện, trong đó thép C45 được dùng nhiều hơn cả. Trong trường hợp trục chịu tải lớn làm việc trong các máy quan trọng, trục được chế tạo bằng thép hợp kim như 40Cr, 40CrNi,...tôi cải thiện hoặc tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao.

- Khi trục quay nhanh, lắp với ổ trượt, ngõng trục cần có độ rắn cao, trục được chế tạo từ thép có hàm lượng cácbon thấp, sau đó thấm than rồi tôi để nâng cao độ chịu mòn, như thép C20, 20Cr v.v...

- Khi chế tạo trục, thường dùng phôi cán hoặc phôi rèn, trục được chế tạo trên máy tiện sau đó thường mài các ngõng trục và các bề mặt lắp ghép với các chi tiết quay.

3. Tính độ bền trục

3.1. Tính trục về độ bền mỏi

Để trục không bị hỏng vì mỏi, hệ số an toàn tại tiết diện j của trục không được nhỏ hơn một giá trị cho phép:

$$S_j = \frac{S_{\sigma j} . S_{\tau j}}{\sqrt{S_{\sigma j}^2 + S_{\tau j}^2}} \geq [S] \qquad (4\text{-}1)$$

Trong đó:

* [s] - hệ số an toàn cho phép, thông thường [s] = 1,5 ... 2,5 (khi cần tăng độ cứng [s] = 2,5 ... 3 như vậy có thể không cần kiểm nghiệm về độ cứng của trục).

- Trường hợp s_j nhỏ hơn hệ số an toàn cho phép phải tăng đường kính trục hoặc chọn lại vật liệu trục có độ bền cao hơn so với vật liệu đã chọn. Mặt khác cũng không nên lấy s_j quá lớn vì như thế sẽ làm tăng trọng lượng chi tiết và lãng phí vật liệu. Do đó, nếu độ cứng của trục và điều kiện lắp ghép cho phép thì nên giảm bớt đường kính trục hoặc chọn vật liệu có giới hạn bền thấp hơn.

* $S_{\sigma j}$; $S_{\tau j}$ - Là hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất uốn và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất xoắn:

$$S_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_{\sigma}\sigma_{mj}} ; S_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj}\tau_{aj} + \psi_{\tau}\tau_{mj}} \qquad (4\text{-}2)$$

Trong đó:

σ_{-1}, τ_{-1} - Là giới hạn mỏi uốn và xoắn.

σ_{mj}, σ_{aj} - Là ứng suất trung bình và biên độ ứng suất uốn tại tiết diện j.

$$\sigma_{aj} = \frac{\sigma_{\max j} - \sigma_{\min j}}{2} ; \sigma_{mj} \frac{\sigma_{\max j} + \sigma_{\min j}}{2} ; \qquad (4\text{-}3)$$

Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó

$$\sigma_{mj} = 0; \sigma_{aj} = \sigma_{maxj} = M_j/W_j \qquad (4\text{-}4)$$

Với M_j là mômen uốn tổng hợp trên biểu đồ ứng suất khi tính trục.

τ_{mj} , τ_{aj} - Là ứng suất trung bình và biên độ ứng suất xoắn tại tiết diện j

- Khi trục quay 1 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \tau_{max}/2 = T_j/2W_{0j} \qquad (4\text{-}5)$$

- Khi trục quay 2 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng do đó:

$$\tau_{mj} = 0 \; ; \qquad \tau_{aj} = \tau_{max} = T_j/W_{oj} \qquad (4\text{-}6)$$

với W_j và W_{oj} là mômen cản uốn và mômen cản xoắn tại tiết diện j của trục, được xác định theo bảng 4-6, trang 77 giáo trình "Đồ án thiết kế máy" .

ψ_σ và ψ_τ - hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra theo bảng 4-7 "Giáo ttrình đồ án thiết kế máy".

$K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ - hệ số, xác định theo các công thức:

$$K_{\sigma dj} = (K_{\sigma j}/\varepsilon_{\sigma j} + K_x - 1)/K_y \qquad (4\text{-}7)$$

$$K_{\tau dj} = \left(K_{\tau j}/\varepsilon_{\tau j} + K_x - 1\right)/K_y \qquad (4\text{-}8)$$

Trong đó:

K_x - hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt, cho trong bảng 4-8.

K_y - hệ số tăng bền bề mặt trục, cho trong bảng phụ thuộc vào phương pháp tăng bền bề mặt, cơ tính vật liệu, cho trong bảng 4-9.

Trị số K_σ và $K\tau$ là hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn, trị số của chúng phụ thuộc vào loại yếu tố gây tập trung ứng suất. Tại các bề mặt trục lắp ghép có độ dôi, lắp ghép với then hoặc then hoa, ren hoặc với góc lượn, ngấn lõm, lỗ ngang và tại chân ren trục vít có thể tra tỷ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ trong các bảng 4-11 đến 4-13, " Giáo trình "Đồ án thiết kế máy".

3.2. Tính trục về độ bền tĩnh

Khi bị quá tải đột ngột (chẳng hạn khi mở máy), trục có thể bị biến dạng dẻo hoặc gẫy. Vì vậy, cần kiểm nghiệm về độ bền tĩnh theo điều kiện:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_x^2} \le [\sigma]\max \qquad (4\text{-}9)$$

Trong đó: $\sigma_u = \dfrac{M_{qt}}{0{,}1d^3}$; $\tau_x = \dfrac{T_{qt}}{0{,}2d^3}$

Với $\sigma_{max} = 0{,}8\sigma_{ch}$ - Ứng suất quá tải cho phép; M_{qt}, T_{qt} - Là mômen uốn và mômen xoắn quá tải tại tiết diện nguy hiểm.

3.3. Tính độ cứng của trục

3.3.1. Tính độ cứng uốn

Trục không đủ độ cứng uốn sẽ làm trục bị võng. Trục võng sẽ làm có những ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của các chi tiết máy lắp trên trục.

- Với động cơ điện làm giảm khe hở giữa Rôto và Stato, phá hoại khả năng làm việc của động cơ.

- Với bộ truyền động, bánh dẫn và bánh bị dẫn nghiêng đi làm tăng sự phân bố không đều tải trọng, bộ truyền làm việc ồn, mòn nhiều; thậm chí không làm việc được (Gây ra tuột đai hoặc tuột xích, trong bộ truyền đai và bộ truyền xích hoặc trượt trơn do không đủ ma sát trong bộ truyền ma sát).

- Làm cho ngõng trục và ổ trượt mòn không đều hoặc kẹt bi của ổ lăn.

- Làm giảm độ chính xác gia công, chất lượng bề mặt chi tiết trong máy cắt gọt, giảmt độ chính xác của phép đo trong các cơ cấu phân độ, cơ cấu đo.

Tính độ cứng uốn để chuyển vị đàn hồi của trục không vượt quá một giá trị cho phép. Điều kiện là: $Y \le [Y]$; $\theta \le [\theta]$ (4-10)

Y và [Y] - Là độ võng và độ võng cho phép của trục; θ và [θ] - Là góc xoay và góc xoay cho phép của trục. Có thể tính chúng theo công thức trong bảng 4-14, " Giáo trình "Đồ án thiết kế máy".

3.3.2. Tính độ cứng xoắn

Biến dạng xoắn của trục trong các cơ cấu truyền động ảnh hưởng đến độ chính xác làm việc của máy.

- Độ cứng xoắn có ý nghĩa quan trọng đối với các cơ cấu phân độ, máy phay răng vì chuyển vị góc làm giảm độ chính xác chế tạo.

- Đối với bánh răng liền trục và trục then hoa chuyển vị góc làm tăng sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng và cặc răng.

Cần hạn chế biến dạng xoắn:

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_0} \le [\varphi] \qquad (4\text{-}11)$$

Trong đó G - mô đun đàn hồi trượt, MPa;

J_o - momen quán tính độc cực, với tiết diện tròn đường kính d,

$J_o = \pi d^4/32$ mm^4;

l - chiều dài đoạn trục đang tính, mm.

Đối với thép $G = 8.10^4$ MPa.

3.3.3. Các bước thiết kế trục

a. Chọn vật liệu chế tạo trục và tra các giá trị σ_b, σ_{ch}

b. Xác định tải trọng từ các chi tiết quay tác dụng lên trục. Lực khớp nối tác dụng lên trục được tính theo công thức:

$$F_x = (0{,}2 \div 0{,}3)F_t = (0{,}2 \div 0{,}3)2T / d_k \qquad (4\text{-}12)$$

c. Xác định phản lực trong các mặt phẳng zox, zoy và vẽ biểu đồ mômen uốn và mômen xoắn phục vụ cho việc xác định đường kính tại các tiết diện tương ứng.

d. Tính sơ bộ đường kính các đoạn trục.

e. Thiết kế sơ bộ kết cấu trục.

g. Tính toán trục về độ bền mỏi bằng cách kiểm nghiệm hệ số an toàn tại một vài tiết diện nguy hiểm của trục.

h. Kiểm nghiệm độ bền dập của then hoặc then hoa. Điều kiện bền dập có dạng:

$$\sigma_d = \frac{2T}{d_{th} A z \psi} \le [\sigma_d] \qquad (4\text{-}13)$$

i. Kết hợp với tính toán ổ trượt hoặc ổ lăn để quyết định lần cuối kết cấu trục, khi cần thiết thì tiến hành kiểm nghiệm trục về quá tải, độ cứng và dao động.

II. Ổ TRỤC

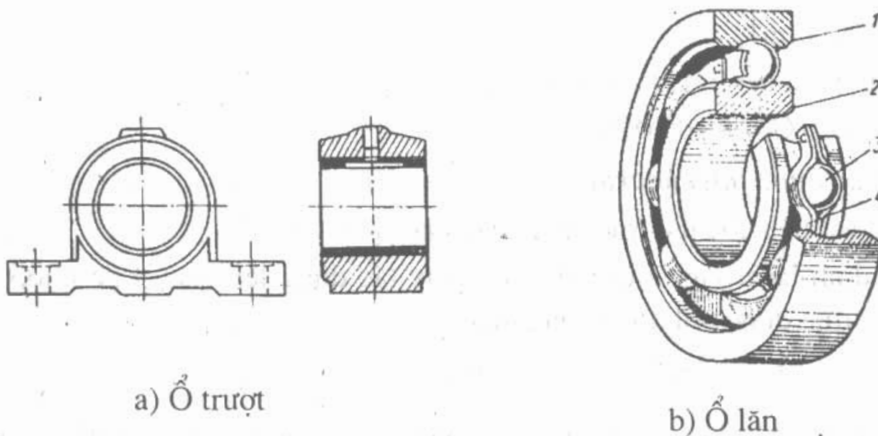
1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên tắc làm việc

Ổ trục dùng để đỡ trục, giữ cho trục có vị trí xác định trong cơ cấu máy và máy, tiếp nhận tải trọng và truyền đến bệ máy.

1.2. Phân loại

- Theo dạng ma sát trong ổ, phân ra: Ổ ma sát trượt, gọi tắt là ổ trượt và ổ ma sát lăn gọi là ổ lăn.



a) Ổ trượt

b) Ổ lăn

Hình 4-5

- Theo khả năng tiếp nhận tải trọng, phân ra:

+ Ổ đỡ: Tiếp nhận tải trọng lực hướng tâm F_t. Ổ trượt đỡ, ổ lăn đỡ.

+ Ổ chặn: Tiếp nhận tải trọng dọc trục F_a. Ổ trượt chặn, ổ lăn chặn.

+ Ổ đỡ-chặn: Tiếp nhận tải trọng hướng tâm F_t và tải trọng dọc trục F_a. Ổ trượt đỡ - chặn, ổ lăn đỡ - chặn.

2. Ổ trượt

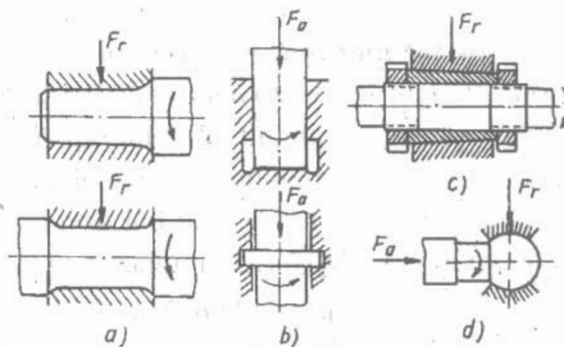
2.1. Khái niệm chung

2.1.1. Công dụng, phân loại và phạm vi sử dụng

Ngõng trục được lắp lên ổ trượt theo các kiểu lắp có độ hở, trị số của độ hở có ảnh hưởng quan trọng đến khả năng làm việc của ổ trượt.

- Bề mặt làm việc của ngõng trục và lót ổ là mặt trụ (hình 4-6a), mặt phẳng (hình 4-6b), mặt côn (hình 4-6c) hoặc mặt cầu (hình 4-6d).

- Ổ trượt có bề mặt côn thường chỉ sử dụng khi tải trọng không lớn và cần định kỳ điều chỉnh khe hở do mòn ổ, nhằm đảm bảo độ chính xác của cơ cấu.



Hình 4-6

- Ổ trượt chặn thường được bố trí làm việc phối hợp với ổ trượt đỡ để chịu đồng thời lực hướng tâm và lục dọc trục lớn.

2.1.2 Phạm vi sử dụng

- Khi kết cấu làm việc với vận tốc lớn (v > 30m/s), nếu dùng ổ lăn tuổi thọ của ổ sẽ thấp.

- Các máy móc thiết bị chịu tải trọng va đập và chấn động như búa máy, máy dùng píttông.

- Ổ trượt của các máy chính xác cao, ở đó yêu cầu đặc biệt về độ chính xác hướng trục và khả năng điều chỉnh khe hở.

- Ổ làm việc trong nước, trong môi trường ăn mòn,...

- Ổ các máy quay chậm. không quan trọng và rẻ tiền, ổ đỡ trục có đường kính rất lớn.

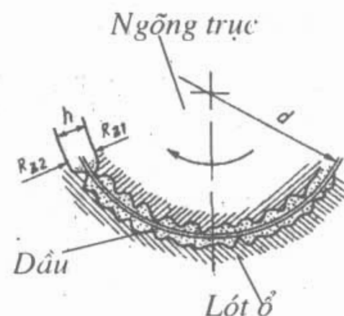
2.1.3. Ma sát và bôi trơn ổ trượt- nguyên lý bôi trơn thuỷ động

a. Các dạng ma sát trong ổ trượt

- Ma sát ướt. Ma sát sinh ra khi bề mặt ngõng trục và ổ được ngăn cách bởi lớp bôi trơn. Lớp bôi trơn có chiều dầy lớn hơn tổng số độ nhấp nhô bề mặt của ngõng trục và lót ổ, Hình 4-7.

$h > Rz_1 + Rz_2$ (4-14)

Ngõng trục và lót ổ không trực tiếp tiếp xúc với nhau nên không bị mài mòn và chuyển động tương đối của chúng với nhau chỉ bị cản bởi nội ma sát của lớp dầu. Hệ số ma sát ướt từ 0,001 ÷ 0,008.



Hình 4-7

- ***Ma sát nửa ướt.*** Khi lớp bôi trơn không đủ dầy, nghĩa là lớp bôi trơn không đủ ngập các nhấp nhô thì có ma sát nửa ướt. Lớp bôi trơn tuy hình thành ổn định nhưng tại những chỗ chịu áp suất lớn có thể bị cắt đứt, làm cho các đỉnh nhấp nhô trực tiếp tiếp xúc với nhau. Như vậy, hệ số ma sát nửa ướt không chỉ phụ thuộc chất lượng chất bôi trơn mà còn phụ thuộc vào vật liệu của các bề mặt tiếp xúc. Hệ số ma sát nửa ướt từ 0,008 ÷ 0,1.

- ***Ma sát khô và nửa khô.*** Ma sát khô và nửa khô xẩy ra khi các bề mặt làm việc không được bôi trơn. Thực tế dù được làm sạch rất cẩn thận, trên bề mặt làm việc vẫn tồn tại màng mỏng khí, hơi ẩm. Hệ số ma sát khô và nửa khô từ 0,1 ÷ 0,3.

b. Vật liệu bôi trơn

Sử dụng vật liệu bôi trơn nhằm giảm mòn và ma sát các bề mặt tiếp xúc. Vật liệu bôi trơn được đánh giá bằng các tính chất như độ nhớt, độ bám dính, điểm đông đặc và độ ổn định chống ôxy hoá. Trong đó độ bám dính và độ nhớt là những đặc trưng quan trọng nhất.

- *Độ bám dính:* là khả năng hình thành và hấp thụ vững chắc trên bề mặt tiếp xúc các màng phân tử rất mỏng chịu được ma sát. Nhờ tính chất này, chất bôi trơn có thể làm giảm ma sát và mài mòn khi ổ trượt làm việc trong chế độ ma sát nửa ướt hoặc nửa khô.

- *Độ nhớt:* là khả năng cản trượt của các lớp bôi trơn đối với nhau, Độ nhớt có ý nghĩa quan trọng đối với khả năng tải của ổ trượt làm việc trong chế độ ma sát ướt.

** Các loại vật liệu bôi trơn*

- ***Dầu:*** là loại vật liệu bôi trơn chủ yếu, gồm dầu khoáng, dầu động vật và dầu thực vật. Hai loại dầu sau bôi trơn rất tốt, dễ thực hiện ma sát ướt, nhưng đắt và dễ biến chất nên ít dùng. Dầu khoáng được chưng cất trực tiếp từ dầu mỏ bằng phương pháp chưng cất chân không ở phân đoạn 350^0 đến 500^0C, khi dùng thường cho thêm phụ gia để đáp ứng các yêu cầu sử dụng. Dầu khoáng được dùng nhiều nhất để bôi trơn ổ trượt nhờ các ưu điểm: hệ số ma sát trong thấp, dễ cho dầu, lại có tác dụng làm nguội. Tuy nhiên dầu dễ bị chảy ra ngoài nên cần lưu ý che kín bộ phận ổ.

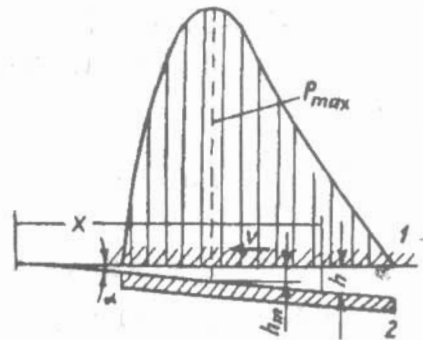
- ***Mỡ:*** Là hỗn hợp của dầu khoáng và chất làm đặc. Ngoài tác dụng làm giảm ma sát và chống ăn mòn, mỡ có tác dụng che kín bộ phận ma sát, lại ít bị ảnh hưởng của sự thay đổi nhiệt độ. Nhược điểm của mỡ là ma sát tĩnh lớn, do

đó lúc mở máy cần có mômen mở máy cao hơn so với khi dùng dầu. Thực tế thường dùng mỡ cho các ổ làm việc với vận tốc trượt thấp và chịu tải trọng va đập, ở các ổ khó che kín hoặc khó cho dầu thường xuyên.

- Chất rắn bôi trơn: Như graphít, hoạt thạch,...được dùng chủ yếu để bôi trơn các ổ trượt làm việc trong môi trường có nhiệt độ cao.

c. Nguyên lý bôi trơn thuỷ động

Giả sử có hai tấm phẳng 1 và 2 ngâm trong dầu (Hình 4-8). Tấm 1 chuyển động đối với tấm 2 với vận tốc v. Khi tấm 1 chuyển động, lớp dầu dính vào bề mặt tấm bị kéo theo và nhờ có độ nhớt, các lớp dầu ở phía dưới cũng chuyển động theo. Dầu bị dồn vào phần hẹp của khe hở và bị nén lại, tạo nên áp suất - Gọi là áp suất dư. v tăng thì áp suất dư cũng tăng lên. Khi v lớn đến một giá trị nào đó, áp suất dư đủ lớn, nâng tấm 1 lên, không tiếp xúc với tấm 2 nữa. Sự thay đổi áp suất trong lớp dầu nằm giữa hai tấm - Gọi là chêm dầu, phân bố như hình vẽ.



Hình 4-8

d. Phương pháp bôi trơn

Trong các máy thường sử dụng hai phương pháp bôi trơn: Bôi trơn từng chỗ và bôi trơn tập trung. Bôi trơn từng chỗ, dầu được cho vào bộ phận ma sát từ các dụng cụ độc lập đặt gần bề mặt ma sát và thường sử dụng khi cặp ma sát đặt xa nhau hoặc yêu cầu bôi trơn bằng vật liệu bôi trơn khác nhau. Trong các trường hợp khác, thường sử dụng phương pháp bôi trơn tập trung.

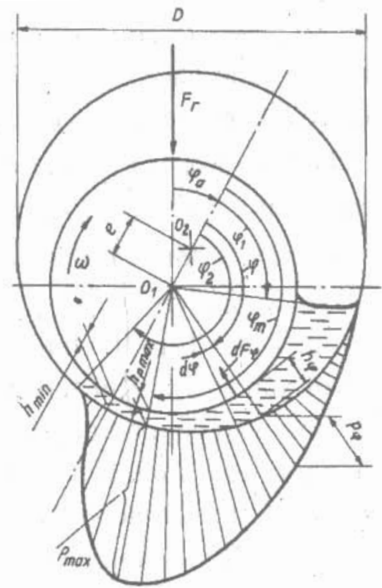
Trường hợp cặp ma sát yêu cầu bôi trơn ít thì dùng cách bôi trơn định kỳ, còn lại dùng phương pháp bôi trơn liên tục.

Với các cặp bánh ma sát làm việc với tải trọng và vận tốc lớn cũng như với các ổ thuỷ tĩnh, thường dùng bơm áp lực để dẫn dầu vào các bề mặt tiếp xúc. Trái lại khi lượng dầu yêu cầu không lớn, tải trọng nhỏ thì không cần dùng đến áp lực để cho dầu vào chỗ tiếp xúc.

2.2. Khả năng tải của ổ đỡ

Theo sơ đồ hình 4-9. Khi chưa quay, ngõng trục trực tiếp tiếp xúc với lót ổ, vì đường kính ngõng trục bao giờ cũng nhỏ hơn đường kính lót ổ cho nên

giữa ngõng trục và lót ổ có khe hở và tâm o_1 của ngõng trục nằm lệch với tâm o_2 của lót ổ. Khi quay dầu bị cuốn vào khe hở hình chêm giữa ngõng trục và lót ổ, tạo nên áp suất. Khi trục quay với vận tốc đủ lớn, áp suất trong chêm dầu đủ lớn cân bằng với lực Fr và ngõng trục được nâng hẳn lên, không tiếp xúc với lót ổ nữa. Fr là khả năng tải của ổ và được tính bằng công thức:



Hình 4-9

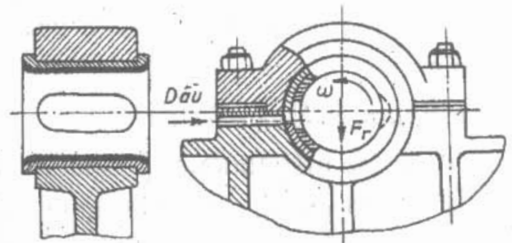
$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} l d C_F \text{, N} \qquad (4\text{-}15)$$

Trong đó: C_F - Là hệ số khả năng tải.

2.3. Kết cấu ổ trượt và vật liệu lót ổ

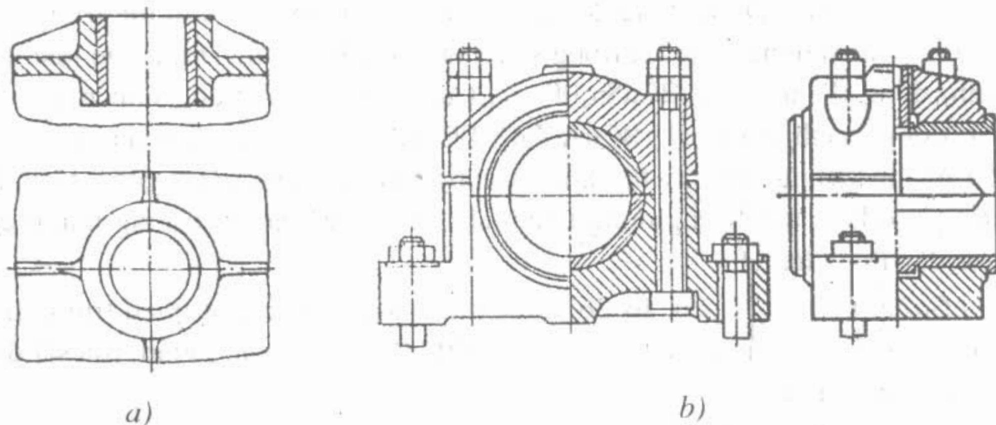
2.3.1. Kết cấu ổ trượt

Kết cấu ổ trượt rất đa dạng, phụ thuộc vào kết cấu máy. Ổ trượt gồm có thân ổ, lót ổ, ngoài ra còn bộ phận cho dầu và bộ phận bảo vệ. Rất hay gặp ổ trượt không có thân riêng, khi đó lót ổ được lắp trực tiếp trên thân máy hoặc trên khung máy. Kết cấu này thường gặp ở các ổ của các động cơ, tuabin, máy cắt, hộp tốc độ,..ổ trượt có thân riêng chủ yếu được dùng trong các thiết bị như băng truyền, máy nâng, trục truyền trung,... Khi đó thân ổ sẽ được cố định trên khung dàn hoặc cột, hình 4-10.



Hình 4-10

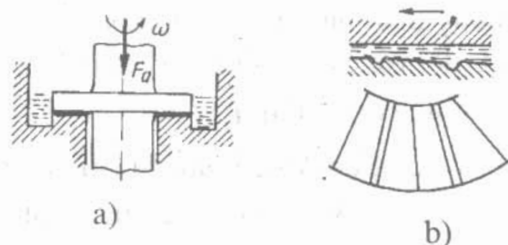
Thân ổ và lót ổ có thể được chế tạo nguyên hình 4-11a hoặc rời, hình 4-11b, thường là hai nửa ghép lại với nhau.



Hình 4-11

Ở ổ trượt chặn, mặt mút của ngõng trục tỳ vào đệm lót của ổ, mặt tựa của đệm thường có dạng hình vành khăn, hình 4-12a. Vì không có khe hở hình chêm tự nhiên nên để có bôi trơn ma sát ướt cần tạo ra các khe hở hình chêm, hình 4-12b.

Khi định kết cấu ổ trượt cần chú ý đến vị trí và hình dạng rãnh dầu. Vị trí chỗ cho dầu phải nằm ngoài vùng có áp suất thuỷ động. Chiều dài rãnh dầu nên lấy bằng 0,8 chiều dài lót ổ.



Hình 4-12

Tỷ số l/d giữa chiều dài lót ổ và đường kính ngõng trục được chọn theo điều kiện làm việc cụ thể. Thường chọn $l/d = 0,6 \div 1$

2.3.2. Vật liệu lót ổ

Vật liệu lót ổ cần có hệ số ma sát thấp, có khả năng chống dính, giảm mòn, và có đủ độ bền. Thường sử dụng các loại vật liệu sau:

- *Babit:* Là hợp kim có thành phần chủ yếu là thiếc hoặc chì. Đây là loại vật liệu giảm ma sát tốt nhất đối với ổ trượt nhờ hệ số ma sát thấp, giảm mòn và chống dính rất tốt. Tuy nhiên vì Babit có cơ tính thấp nên nó thường chỉ được tráng một lớp mỏng trên nền đồng thanh, thép hoặc gang. Babit được dùng ở các ổ trượt quan trọng, chịu tải trọng nặng hoặc trung bình.

- *Đồng thanh:* Được dùng để chế tạo lót ổ làm việc với vận tốc trung bình, tải trọng lớn sử dụng rộng rãi trong sản xuất hàng loạt lớn. Trong các loại đồng thanh, đồng thanh thiếc $BCuSn_40Pb_1$; $BCuSn_5Zn_2Pb_5$ có tính giảm ma sát tốt nhất, đồng thanh nhôm sắt $BCuA_{19}Fe_4$; $BCuAl_{10}Fe_4Ni_4$ và đồng thanh chì gây mòn nhanh ngõng trục, vì thế khi sử dụng loại vật liệu này ngõng trục nhất thiết phải được tôi. Riêng đồng thanh chì rất thích hợp với trường hợp ổ chịu tải va đập thay đổi dấu.

- *Gang:* Gx 15-32, Gx 18-36, được dùng ở các cơ cấu ít quan trọng, quay chậm $v \leq 0,5 \div 1$ m/s, áp suất $p = 1 \div 2$ MPa. Trong đó gang giảm ma sát được dùng nhiều hơn cả.

- *Gốm kim loại:* Được chế tạo bằng cách ép rồi nung nóng bột kim loại ở nhiệt độ $850 \div 1100^0C$ và áp suất tới 700MPa. Gốm kim loại có nhiều lỗ rỗng sau khi chế tạo xong được ngâm trong dầu ở nhiệt độ $110 \div 120^0C$ trong thời gian $2 \div 3$h. Các lót ổ bằng gốm kim loại, nhờ khối lượng dầu ngấm vào các lỗ rỗng, trong khi làm việc tự ứa ra bôi trơn, nên thích hợp cho các ổ quay chậm. và khó cho dầu.

- *Vật liệu không kim loại:* Gồm chất dẻo, gỗ ép, cao su,... nhờ có khả năng chống dính ổn định, chạy mòn tốt và có thể bôi trơn bằng nước nên rất thích hợp đối với các ổ trong máy thuỷ lực, máy thực phẩm,...

2.4. Tính ổ trượt

2.4.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán ổ trượt

- *Mòn:* lót ổ và ngõng trục, xuất hiện do kết quả tác dụng của áp suất với các ổ không bôi trơn hoặc có bôi trơn nhưng lớp dầu không đủ dày để ngăn cách sự tiếp xúc trực tiếp của hai bề mặt ma sát là lót ổ và ngõng trục.

- *Dính:* xuất hiện do áp suất và nhiệt độ cục bộ trong ổ quá lớn. Nhiệt độ do ma sát sinh ra được thoát ra khỏi thân ổ, trục và lớp dầu bôi trơn. Nhiệt độ càng tăng, độ nhớt của dầu càng giảm và hiệu quả bôi trơn càng kém, gây nên hiện tượng dính giữa ngõng trục và lót ổ, làm cho lớp kim loại trên bề mặt lót ổ bị chảy dẻo.

- *Mỏi rỗ:* Lớp bề mặt lót ổ do tác dụng của tải trọng thay đổi.

Để tránh các dạng hỏng kể trên, tốt nhất là tính toán, lựa chọn các thông số đảm bảo cho ổ làm việc trong chế độ bôi trơn ma sát ướt. Đây là chỉ tiêu tính toán cơ bản đối với ổ trượt. Tuy nhiên không phải lúc nào cũng tạo được điều kiện để ổ làm việc với chế độ ma sát ướt mà nhiều khi ổ làm việc với chế độ ma

sát nửa ướt, nửa khô hơn nữa dù ổ làm việc với chế độ ma sát ướt thì khi đóng mở máy vẫn xảy ra ma sát nửa ướt, do đó, còn tiến hành tính ổ theo áp suất trung bình p và tích số của áp suất này với vận tốc vòng, tức là theo pv nhằm hạn chế mòn và dính xảy ra trong ổ.

2.4.2. Tính toán ổ trượt theo áp suất và tích của áp suất với vận tốc trượt

Tính theo áp suất p: $$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p] \qquad (4\text{-}16)$$

Tính theo tích số pv: $$pv = \frac{F_r}{ld} v = \frac{F_r n}{19100 l} \leq [pv] \qquad (4\text{-}17)$$

2.4.3. Tính ổ trượt đỡ, bôi trơn ma sát ướt

Điều kiện để thực hiện chế độ bôi trơn ma sát ướt trong ổ là

$$h_{min} \geq S(R_{z1} + R_{z2}) \qquad (4\text{-}18)$$

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu bôi trơn h_{min} cũng chính là khe hở nhỏ nhất của ổ trượt được xác định theo công thức:

$$h_{min} = \frac{\delta}{2}(1 - \chi) \qquad (4\text{-}19)$$

hoặc thay $\delta = \psi d$ ta có:

$$h_{min} = \psi d(1 - \chi)/2 \qquad (4\text{-}20)$$

Trong đó: ψ - độ hở tương đối phụ thuộc vào điều kiện làm việc cụ thể của ổ. Trong thực tế lấy

$$\psi = 8.10^{-4} v_{0,25} \qquad (4\text{-}21)$$

Để xác định độ lệch tâm tương đối χ, cần xác định hệ số khả năng tải C_F:

$$C_F = \frac{F_r}{ld} \frac{\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \qquad (4\text{-}22)$$

Biết $p = F_r/(ld)$ với tỷ số l/d=o,6 ÷1, và chọn loại dầu (do đó có độ nhớt μ và dựa vào C_F sẽ tra được χ

2.4. 4. Tính toán nhiệt

Tính toán nhiệt có ý nghĩ quan trọng đối với các ổ trượt quay nhanh nhằm xác định nhiệt độ làm việc trong ổ và kiểm tra độ nhớt của dầu bôi trơn. Tính

toán nhiệt xuất phát từ phương trình cân bằng nhiệt: Nhiệt lượng sinh ra bằng nhiệt lượng mất đi.

Nhiệt lượng sinh ra trong một ổ trong một giây.

$$Q_{ST} = F_t v f 10^{-3} \text{ kW} \quad (4\text{-}23)$$

Nhiệt lượng thoát ra môi trường xung quang gồm phần thoát theo dầu bôi trơn Q_{t1} và phần nhiệt thoát ra qua thân ổ và trục Q_{t2}.

Nhiệt lượng thoát ra theo dầu trong một giây:

$$Q_{t1} = C\gamma Q \Delta T \quad (4\text{-}24)$$

Nhiệt lượng thoát qua trục và thân ổ trong một giây:

$$Q_{t2} = K_T \pi d l \Delta T \quad (4\text{-}25)$$

Từ điều kiện cân bằng nhiệt, tìm được:

$$\Delta t = t_r - t_v = \frac{f E_r v}{1000(C\gamma Q + K_T \pi d l)} \quad (4\text{-}26)$$

Thông thường khi chọn độ nhớt μ của dầu để tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt, phải giả thiết nhiệt độ làm việc t của ổ. Đó là trị số trung bình của nhiệt độ vào và ra.

$$t = \frac{t_v + t_r}{2} = t_v + \frac{\Delta t}{2} \quad (4\text{-}27)$$

Nhiệt độ của dầu ở cửa ra bằng:

$$t_r = t_v + \Delta t \quad (4\text{-}28)$$

2.5. Trình tự tính toán

a. Chọn vật liệu lót ổ phụ thuộc trị số và đặc tính tải trọng, vận tốc vòng của ngõng trục và các yêu cầu cụ thể.

b. Chọn các thông số của ổ.

c. Xác định áp suất trung bình và kiểm nghiệm điều kiện

$$p = \frac{F_r}{ld} \le [p]$$

$$pv = \frac{F_r}{ld} v = \frac{F_r n}{19100 l} \le [pv]$$

d. Kiểm nghiệm điều kiện bôi trơn ma sát ướt.

đ. Chọn phương pháp bôi trơn và làm nguội

e. Tính kiểm nghiệm về nhiệt.

3. Ổ lăn

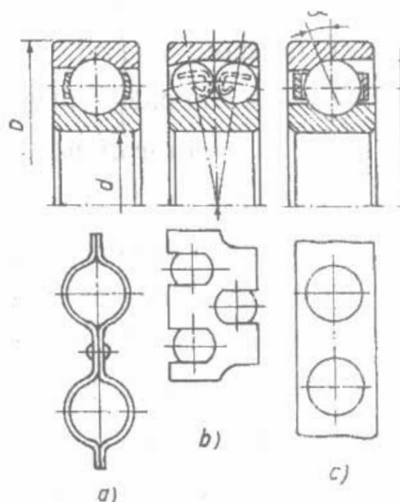
3.1. Khái niệm chung

3.1.1. Cấu tạo và phân loại ổ lăn

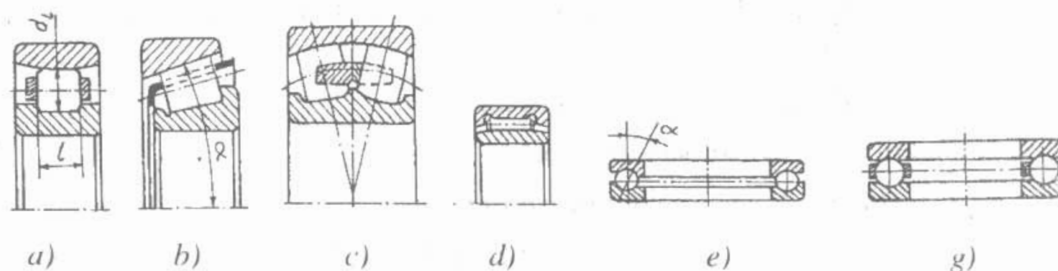
a. Cấu tạo

Ổ lăn như hình 4-5, gồm vòng ngoài 1, vòng trong 2, con lăn 3 và vòng cách 4. Khi làm việc một trong hai vòng quay, vòng kia đứng yên. Con lăn có thể là bi (hình cầu), như hình 4-13a,b,c; đũa (hình trụ), như hình 4-14a,d; hoặc hình trống như hình 4-14c. Vòng cách có tác dụng ngăn cách các con lăn không cho chúng tiếp xúc với nhau.

Vòng trong, vòng ngoài và con lăn thường được cấu tạo từ thép ổ lăn độ bền cao, có hàm lượng cacbon từ 0,1 ÷ 0,5 %. Vòng cách thường được dập từ thép tấm mềm, với ổ cao tốc vòng cách thường được chế tạo từ đồng thanh, đồng thau và chất dẻo.



Hình 4-13



a) *b)* *c)* *d)* *e)* *g)*

Hình 4-14

b. Phân loại

* Theo khả năng tiếp nhận tải trong phân ra

- Ổ đỡ: Chịu lực hướng tâm Fr, không chịu hoặc chỉ chịu được một phần nhỏ lực dọc trục.

- Ổ chặn: Chỉ chịu được lực dọc trục F_a

- Ổ đỡ-chặn: Đồng thời chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục.

- Ổ chặn-đỡ: Chịu được lực dọc trục, đồng thời chịu được một phần lực hướng tâm.

* Theo số dãy con lăn:

- Ổ một dãy.

- Ổ hai dãy.

Ngoài ra còn phân ổ thành hai loại: ổ tự lựa và ổ không tự lựa

3.1.2. Ưu nhược điểm

a. Ưu điểm

- Giá thành hạ nhờ sản xuất hành loạt lớn.

- Tổn thất về ma sát nhỏ, ma sát lăn ít phụ thuộc vào bôi trơn, tổn thất về ma sát khi mở máy, dừng máy và lúc làm việc thực tế là như nhau.

- Tính lắp lẫn cao, thay thế thuận tiện khi sửa chữa và bảo dưỡng máy.

- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản.

- Kích thước dọc trục nhỏ gọn so với ổ trượt có cùng kích thước.

b. Nhược điểm

- Khả năng quay nhanh, chịu va đập và chấn động kém do độ cứng lớn của kết cấu ổ lăn.

- Độ tin cậy thấp khi làm việc với vận tốc cao do nguy hiểm bị nung nóng và vòng cách dưới tác dụng của lực li tâm.

- Kích thước hướng kính tương đối lớn.

- Ồn khi làm việc với vận tốc cao.

3.1.3. Độ chính xác chế tạo và vật liệu

Độ chính xác của ổ lăn được quyết định bởi độ chính xác của các kích thước lắp ghép các vòng và độ chính xác khi quay (độ đảo hướng tâm, độ đảo dọc trục).GOST 520-71 quy định ổ lăn có 5 cấp xác định: 0, 6, 5, 4 và 2 theo thứ tự độ chính xác tăng dần. Với hộp giảm tốc, hộp tốc độ và các kết cấu thường được dùng trong ngành cơ khí, thường dùng ổ lăn cấp chính xác bình thường (cấp 0). ổ lăn với cấp chính xác cao hơn thường được sử dụng trong trục chính máy cắt kim loại, ở dụng cụ đo chính xác,....Số liệu dưới đây cho biết trị

số lớn nhất của độ đảo hướng tâm của vòng trong của ổ có đường kính d = 50 ÷ 80 mm và giá trị tương đối của 5 cấp chính xác của ổ lăn.

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng tâm μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

3.1.4. Các loại ổ lăn chính

a. Ổ bi một dãy.

b. Ổ bi lòng cầu hai dãy.

c. Ổ đũa trụ ngắn đỡ một dãy.

d. Ổ bi đỡ - chặn một dãy.

e. Ổ đũa đỡ chặn (ổ đũa côn).

f. Ổ đũa trục dài(ổ trục dài).

g. Ổ bi chặn - đỡ.

3.2. Tính toán để chọn ổ lăn

3.2.1. Các dạng hư hỏng và chỉ tiêu tính toán ổ

Số liệu tính toán ổ lăn là tải trọng, số vòng quay, đường kính ngõng trục và điều kiện làm việc của nó:

3.2.2. Cách tính và chọn ổ lăn theo khả năng tải động và khả năng tải tĩnh.

a. Chọn kích thước ổ lăn theo khả năng tải động

Khả năng tải động tính toán của ổ lăn được xác định theo công thức

$$C_d = QL^{1/m} \tag{4-29}$$

Q-tải trọng làm việc quy ước, L- tuổi thọ cần thiết, triệu vòng

m=3 đối với ổ bi và m = 10/3 đối với ổ đũa.

Trong trường hợp tuổi thọ được tính bằng giờ, kí hiệu là L_h thì L và L_h liên hệ với nhau theo công thức:

$$L = 60.10^{-6}n.L_h \tag{4-30}$$

Như vậy muốn xác định khả năng tải động cần tính toán C_d và xác định Q.

* Xác định tải trọng quy ước khi ổ chịu tải trọng tĩnh:

Tuỳ theo loại ổ, tải trọng quy ước được tính theo các công thức sau:

- Đối với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ-chặn và ổ đũa côn:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_d K_t \qquad (4\text{-}31)$$

- Đối với ổ chặn-đỡ:

$$Q = (XF_r + YF_a)K_d K_t \qquad (4\text{-}32)$$

- Đối với ổ chặn:

$$Q = F_a K_d K_t \qquad (4\text{-}33)$$

- Đối với ổ đũa trụ ngắn đỡ:

$$Q = VF_r K_d K_t \qquad (4\text{-}34)$$

* Xác định lực dọc trục:

- Với ổ đũa côn:

$$F_s = o{,}83eF_r \qquad (4\text{-}35)$$

- Với ổ bi đỡ -chặn:

$$F_s = eF_r \qquad (4\text{-}36)$$

Lực dọc trục F_s trên một ổ sẽ tác động lên trục và từ trục tác động lên ổ kia. Vì vậy đối với ổ đỡ - chặn, lực dọc trục F_a được tính như sau:

- Với sơ đồ chữ O:

$$\sum F_{z0} = F_{s1} - F_{at}\ ; \quad \sum F_{z1} = F_{s0} + F_{at} \qquad (4\text{-}37)$$

- Với sơ đồ chữ X:

$$\sum F_{z0} = F_{s1} + F_{at}\ ; \quad \sum F_{z1} = F_{s0} - F_{at} \qquad (4\text{-}38)$$

Sau khi tính được lực dọc trục cần so sánh nó với lực dọc F_{si} do lực hướng tâm F_{ri} sinh ra và lực dọc trục F_{ai} tác dụng vào ổ i sẽ là giá trị lớn hơn trong hai giá trị $\sum F_{zi}$ và F_{si}

* Trường hợp tải trọng thay đổi:

Tải trọng quy ước Q được thay thế bằng tải trọng tương đương Q_E tính theo công thức:

$$Q_E = \sqrt[m]{\frac{\sum (Q_i^m L_i)}{\sum L_i}} \qquad (4\text{-}39)$$

Với: $L_i = 60.10^{-6} n.L_{hi}$

* Xác định kích thước ổ:

Sau khi tính toán được tải trọng quy ước Q, dựa vào tuổi thọ cần thiết tính bằng triệu vòng L, theo (4.14) sẽ xác định được khả năng tải động tính toán C_d

của loại ổ lăn khi chịu tải trọng tĩnh. Trường hợp tải trọng thay đổi có thể tính C_d theo một trong hai công thức sau:

$$C_d = Q_E L^{1/m} \quad (4\text{-}40)$$

$$C_d = Q L_E^{1/m} \quad (4\text{-}41)$$

b. Chọn kích thước ổ lăn theo khả năng tải tĩnh.

Với các ổ lăn không quay hoặc quay với tần số rất thấp n < 1 vg/ph, chẳng hạn ổ chặn của cần trục xoay, móc treo, kích, các thiết bị ép,....ổ lăn được chọn theo khả năng tải tĩnh nhằm đề phòng biến dạng hư theo điều kiện:

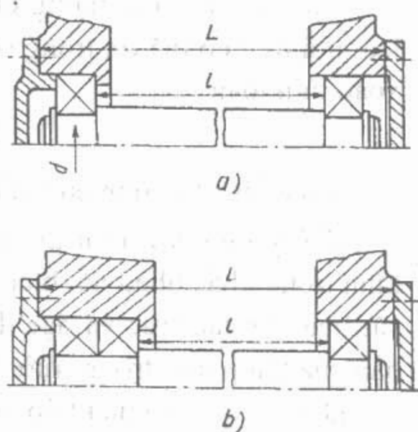
$$Q_t \le C_0 \quad (4\text{-}42)$$

Trong đó: C_0 - khả năng tải tĩnh.

3.2.3. Kết cấu gối đỡ ổ lăn: lắp ghép ổ lăn, định vị ổ lăn, bôi trơn và che kín ổ lăn.

Khả năng làm việc của ổ lăn không chỉ phụ thuộc vào việc lựa chọn đúng loại và kích thước ổ để dùng mà còn phụ thuộc vào sự hợp lý của kết cấu của gối đỡ ổ lăn và lắp ghép ổ lăn.

Thông thường ổ lăn được lắp ghép trên các vỏ hoặc giá đỡ cứng, đảm bảo cho các vòng ổ không bị nghiêng do lắp ghép hoặc gia công bề mặt lắp ghép không chính xác. Vì ổ lăn là chi tiết tiêu chuẩn nên vòng trong được lắp lên trục theo hệ lỗ, vòng ngoài được lắp lên vỏ theo hệ trục. Vòng ổ quay (đối với tải trọng) được lắp cố định (thường lắp trung gian có độ dôi) để tránh di trượt các bề mặt lắp ghép. Còn vòng ổ không quay được lắp có độ hở, nhờ đó ổ có thể di chuyển dọc trục khi ổ cần được điều chỉnh khe hở hoặc khi dãn nở vì nhiệt, tránh cho không bị kẹt và mòn không đều.



Hình 4-15

Kết cấu gối đỡ phụ thuộc vào việc cố định ổ theo phương dọc trục, vấn đề này đồng thời cũng liên quan đến việc chọn loại ổ lăn.

Khi lắp lên trục một số ổ đỡ, thông thường một trong các ổ được cố định trên trục và trong vỏ theo phương pháp dọc trục, ổ đỡ đó được gọi là ổ cố định (ổ bên trái hình 4-15a), các ổ còn lại có thể tuỳ ý dịch chuyển dọc trục cả về hai phía để bù lại các dãn nở vì nhiệt hoặc sai số lắp ghép. Chúng được gọi là ổ tuỳ động, Hình 4-15 có một ổ tùy động bên gối đỡ phải. Ổ cố định chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục, nó cản trở trục dịch chuyển cả hai phía hoặc một phía (nếu giữa nắp ổ và vòng ngoài có khe hở).

4. Nối trục

4.1. Khái niệm chung

4.1.1. Công dụng

Máy móc thiết bị thường bao gồm nhiều bộ phận máy hoàn chỉnh có trục vào và trục ra được nối với nhau bằng khớp nối.

4.1.2. Phân loại

Nối trục có các loại: Nối trục chặt, nối trục bù và nối trục đàn hồi. Chọn loại nào tuỳ theo yêu cầu về độ đồng tâm giữa các trục hoặc do điều kiện làm việc.

4.1.3. Chọn kích thước

Các loại nối trục thông dụng đã được tiêu chuẩn hoá. Kích thước của các loại nối trục có thể tra trong sổ tay hoặc tài liệu thiết kế, phụ thuộc vào mômen xoắn tính toán:

$$T_t = K.T \qquad (4\text{-}43)$$

Trong đó: T - mômen xoắn danh nghĩa, K- hệ số chế độ làm việc.

Chú ý rằng với mỗi giá trị của mômen xoắn, khớp nối có một số đường kính trong khác nhau để thích ứng với đường kính trục khác nhau tuỳ thuộc vào vật liệu chế tạo trục và đặc điểm chịu tải. Sau khi tra được các kích thước cơ bản của khớp nối, trong trường hợp cần thiết còn cần phải kiểm nghiệm độ bền của khâu yếu nhất của khớp nối.

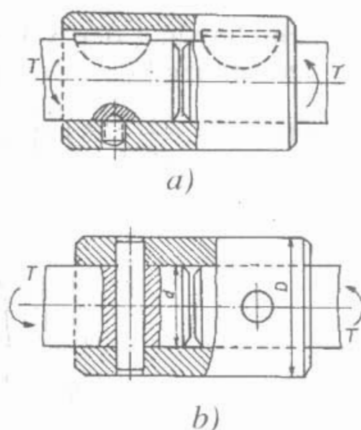
4.2. Nối trục chặt

Nối trục chặt được dùng để nối cứng các trục có đường tâm trên cùng một đường thẳng và không di chuyển tương đối với nhau. Nối trục chặt không bù lại được sai số chế tạo và lắp ghép do đó cần định tâm chính xác các trục được nối.

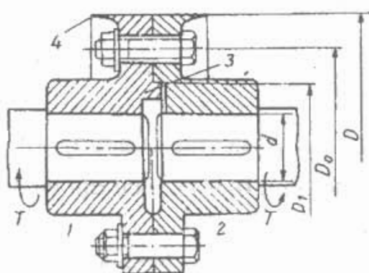
4.2.1. Nối trục ống: là kiểu nối trục chặt đơn giản nhất. Đó là một ống bằng thép hoặc gang, lồng vào đoạn cuối của hai trục và được ghép với trục bằng chốt hoặc then, hình 4-18.

4.2.2 Nối trục bằng đĩa:

Gồm hai đĩa lắp lên đoạn cuối mỗi trục bằng then và độ dôi và dùng một số bulông để ghép hai đĩa lại với nhau Bulông được lắp có khe hở, lúc này mômen xoắn truyền qua hai đĩa nhờ lực ma sát phát sinh trên bề mặt lắp ghép hai đĩa do lực xiết của các bulông gây nên, hình 4-19.



Hình 4-16



Hình 4-17

4.3. Nối trục bù

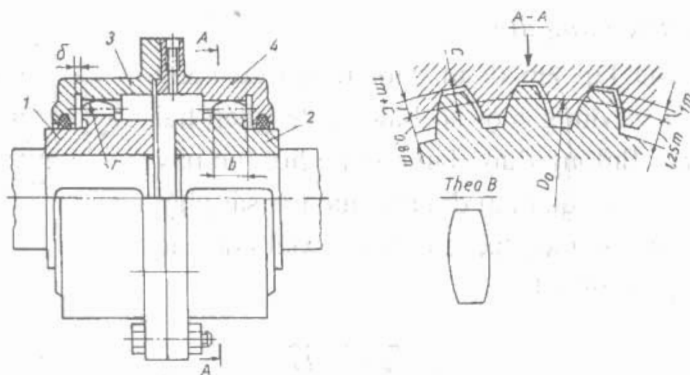
Nối trục bù dùng để nối các trục có sai lệch về vị trí do biến dạng đàn hồi của các trục, do sai số chế tạo và lắp ghép. Sai lệch so với vị trí danh nghĩa của các trục có thể là: độ lệch dọc Δ_a, độ lệch hướng kính hoặc độ lệch tâm Δ_r, độ lệch góc hoặc độ lệch nghiêng trục Δ_α.

Khi dùng nối trục bù, các sai lệch về vị trí trên đây sẽ được bù lại nhờ khả năng di động của các chi tiết cứng trong nối trục bù. Tuy nhiên khi dùng nối trục bù, ổ và trục phải chịu thêm tải trọng phụ do sự phân bố tải trọng không đều trong nối trục gây nên. Nối trục bù gồm:

4.3.1. Nối trục răng

Cấu tạo gồm: hai nửa nối trục 1 và 2 có răng ngoài, hai ống 3 và 4 có răng trong. Thường dùng Prôfin răng thân khai có góc Prôfin $\alpha = 20_0$. Nối trục có thể bù lại được độ lệch trục nhờ khe hở hướng kính và khe hở cạnh răng. Vành răng của hai nửa nối trục được gia công theo dạng mặt cầu. Nối trục răng thường dùng nối các trục có độ lệch dưới 30'. Sự di động để bù lại các sai lệch

làm cho vùng tiếp xúc giữa các răng có sự trượt và gây mòn. Vì vậy, khi tra được đường kính nối trục răng theo mômen xoắn cần kiểm tra độ bền mòn của răng: $p = \frac{2KT}{AzD_0} \le [p]$ hoặc: $p = \frac{2KT}{0,9m^2z^2b} \le [p]$ (4-44)

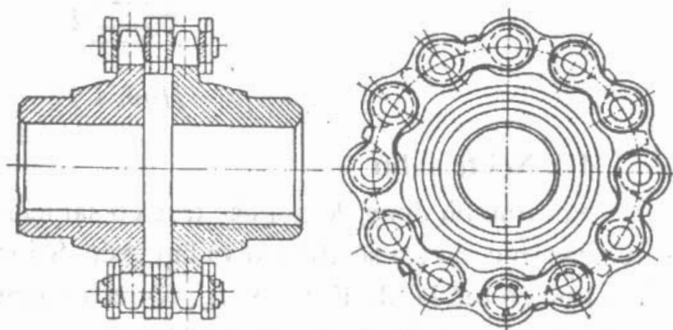


Hình 4-18

Trong đó: D_0 - Đường kính vòng chia của răng; m - Môđun; A = bh - điện tích tính toán của bề mặt làm việc của răng; b, h - Chiều dài và chiều cao làm việc của răng.

4.3.2. Nối trục xích

Gồm hai nửa nối trục có dạng đĩa xích có số răng bằng nhau. Răng của hai nửa nối trục được quấn chung một vòng xích, thường sử dụng xích con lăn, hình 4-19.



Hình 4-19

Nhờ khe hở giữa răng đĩa và xích, nối trục xích cho phép trục nghiêng đến 1^0 và lệch tâm $\Delta r = 0,15 \div 0,6$ mm.

4.4. Nối trục đàn hồi

Nối trục đàn hồi gồm hai nửa nối trục lắp cố định với hai trục và nhờ bộ phận đàn hồi để ghép hai nửa nối trục với nhau. Ngoài khả năng bù được các sai lệch của trục nhờ biến dạng của các tiết đàn hồi (làm việc như nối trục bù), nối trục đàn hồi còn có thể:

- Giảm ma sát và chấn động.

- Đề phòng được cộng hưởng do ma sát xoắn gây nên.

4.4.1. Đặc trưng của nối trục đàn hồi

Nối trục đàn hồi có hai tính chất quan trọng, đó là độ cứng và khả năng giảm chấn.

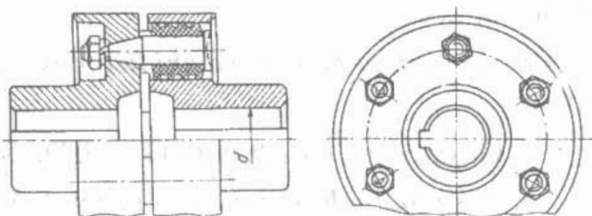
Độ cứng xoắn biểu thị mối quan hệ giữa mômen xoắn và góc xoắn, tức là góc xoay tương đối giữa hai nửa nối trục trong mặt phẳng quay của trục:

$$C_{\varphi} = \frac{dT}{d_{\varphi}} \tag{4-45}$$

Độ cứng C_{φ} có thể không đổi hoặc thay đổi, tương ứng sẽ có nối trục có độ cứng không đổi hoặc nối trục có độ cứng thay đổi. Nối trục có độ cứng thay đổi có thể đề phòng được cộng hưởng do dao động xoắn gây nên.

4.4.2. Nối trục vòng đàn hồi

Kết cấu tương tự như nối trục đĩa, nhưng để nối hai nửa nối trục, không dùng bulông mà dùng chốt có bọc ống đàn hồi bằng cao su. Vật liệu hai nửa nối trục bằng gang xám GX 21- 40, thép 35, vật liệu chốt thép C45.



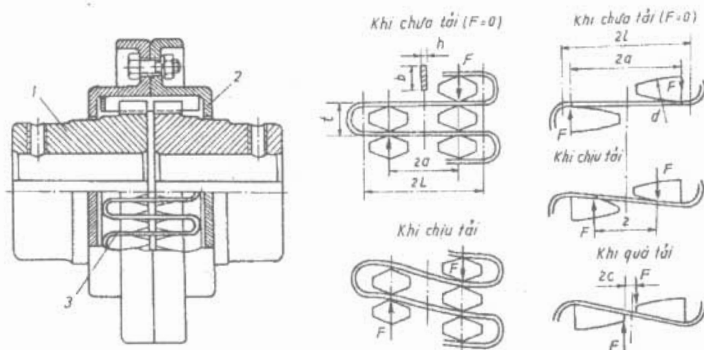
Hình 4-20

Khi cần thiết, kiểm nghiệm điều kiện bền dập giữa chốt và vòng cao su:

$$\sigma_d = \frac{2KT}{zD_0 d_c l} \le [\sigma_d] \tag{4-46}$$

4.4.3. Nối trục răng lò xo

Gồm hai nửa nối trục có răng với prôfin định hình, lắp cố định trên đoạn cuối mỗi trục bằng then. Hai nửa +nối trục được nối với nhau bằng yếu tố đàn hồi là lò xo bằng thép dẹt uốn ngoằn ngoèo giống hình con rắn và được đặt vào các rãnh răng trên hai nửa nối trục.



Hình 4-21

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. ***Thiết kế chi tiết máy*** - Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm, NXB Giáo dục, 2001.

2. ***Chi tiết máy*** - Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm, NXB Giáo dục, 2002.

3. ***Thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí*** - Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, NXB Giáo dục, 1998.

4. ***Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*** - Trịnh Chất, NXB Khoa học kỹ thuật 1998.

5. Giáo trình ***Cơ kỹ thuật*** - GS.TS. Đỗ Sanh

6. ***Tính toán chi tiêt máy*** - Tremin I. M., Kuzmin A.V. Iskovic G.M, NXB Vưsaia Skola, Minsk, 1978.

7. ***Chi tiết máy ví dụ và bài tập*** - Nitrinortrica S.N, NXB Vưsaia Skola, Minsk, 1981.

8. ***Cơ sở thiết kế*** - Ornov, NXB masinastroenhe, Mascơva, 1981.

MỤC LỤC

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI
4 - TỐNG DUY TÂN, QUẬN HOÀN KIẾM, HÀ NỘI
ĐT: (04) 8252916 - FAX: (04) 9289143

GIÁO TRÌNH

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI - 2007

Chịu trách nhiệm xuất bản
NGUYỄN KHẮC OÁNH
Biên tập
PHẠM QUỐC TUẤN
Bìa
TRẦN QUANG
Kỹ thuật vi tính
PHẠM BẰNG VIỆT
Sửa bản in
PHẠM QUỐC TUẤN

In 520 cuốn, khổ 17x24cm, tại Nhà in Hà Nội - Công ty Sách Hà Nội. 67 Phó Đức Chính - Ba Đình - Hà Nội. Quyết định xuất bản: 160-2007/CXB/441GT-27/HN, số 313/CXB ngày 02/3/2007. Số in: 369/1. In xong và nộp lưu chiểu quý III năm 2007.

BỘ GIÁO TRÌNH XUẤT BẢN NĂM 2007
KHỐI TRƯỜNG TRUNG HỌC CÔNG NGHIỆP

1. THỰC TẬP QUA BAN HÀN
2. THỰC TẬP QUA BAN NGUỘI
3. THỰC TẬP QUA BAN MÁY
4. AN TOÀN LAO ĐỘNG CHUYÊN NGÀNH SCKTTB
5. AN TOÀN LAO ĐỘNG CHUYÊN NGÀNH ĐIỆN
6. VẬT LIỆU ĐIỆN
7. ĐO LƯỜNG ĐIỆN
8. CƠ SỞ KỸ THUẬT ĐIỆN
9. ĐIỆN TỬ CÔNG SUẤT
10. MÁY CÔNG CỤ CẮT GỌT
11. ĐỒ GÁ
12. CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY
13. TỔ CHỨC SẢN XUẤT
14. MÁY VÀ LẬP TRÌNH CNC
15. LÝ THUYẾT CHUYÊN MÔN TIỆN
16. SỬA CHỮA MÁY CÔNG CỤ
17. MÁY ĐIỆN
18. TRUYỀN ĐỘNG ĐIỆN
19. KHÍ CỤ ĐIỆN - TRANG BỊ ĐIỆN
20. CUNG CẤP ĐIỆN
21. KỸ THUẬT ĐIỀU KHIỂN LOGÍC VÀ ỨNG DỤNG
22. HƯỚNG DẪN ĐỒ ÁN CÔNG NGHỆ CTM
23. THỰC HÀNH CẮT GỌT KIM LOẠI
24. THỰC HÀNH SỬA CHỮA MÁY CÔNG CỤ
25. THÍ NGHIỆM KỸ THUẬT ĐIỆN
26. THÍ NGHIỆM MÁY ĐIỆN
27. THỰC TẬP ĐIỆN CƠ BẢN
28. TIẾNG ANH CHUYÊN NGÀNH SCKTTB
29. TIẾNG ANH CHUYÊN NGÀNH ĐIỆN
30. QUẢN TRỊ DOANH NGHIỆP
31. HƯỚNG DẪN ĐỒ ÁN TRANG BỊ ĐIỆN
32. HƯỚNG DẪN ĐỒ ÁN CUNG CẤP ĐIỆN
33. CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY
34. ĐỒ ÁN CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY (ĐỒ ÁN CHI TIẾT MÁY)
35. CẤU TRÚC DỮ LIỆU VÀ GIẢI THUẬT
36. LÝ THUYẾT TRUYỀN TIN
37. CƠ SỞ KỸ THUẬT TRUYỀN SỐ LIỆU
38. ASSEMBLY
39. THỰC TẬP CHUYÊN NGÀNH ĐIỆN
40. THỰC HÀNH PLC
41. FOXPRO

Gt Cơ sở thiết kế máy



23,500



Giá: 23.500đ